

## 摘 要

小型液压挖掘机主要用于城市等狭窄地区,代替人力劳动,在世界工程机械市场,属于销量最大的工程机械产品之一。考虑到小挖的工作空间小、作业地形复杂、方便操作、可控性要求高,就要求小挖具有良好的复合动作、精简的液压系统以及优越的精细作业能力。博世力士乐公司开发的独立流量分配系统(LUDV)为单回路系统,具有装配费用低、占用空间小、系统紧凑等特点,仅用 1 台变量泵即满足了所有作业功能要求,同时小挖复合动作时各负载相近,LUDV 系统引起的能量损失较大挖少。

文中以样机 PZ70-7 的研发、设计、制造及试验为基础,对小型液压挖掘机的液压控制系统进行研究。本机所采用的液压系统即为博世力士乐的带 LUDV 控制的系统。文章从整机液压系统的设计入手,详细地分析了该液压系统各组成部分的工作原理,并以此为基础,从两个方面分析了 LUDV 系统的控制特性,一是针对理论分析,对节流控制系统、LS 控制系统与 LUDV 控制系统进行了详细的比较,得出在流量供应充足的情况下,LS 系统与 LUDV 系统都具有良好的控制特性;另一方面是利用动态仿真,运用 AMESim 软件对饱和情况下的 LS 系统与 LUDV 系统进行动态仿真,仿真结果证明 LUDV 系统比 LS 系统的速度刚度好,与理论分析相符。并把此时的 LUDV 模型按照样机的液压原理图进一步完善,外界的输入根据样机测试数据设定,通过分析可知仿真结果与试验结果具有较好的一致性。

理论分析、AMESim 仿真和样机测试结果充分说明了 LUDV 系统适合小挖。因仿真结果是符合理论分析与测试结果,证明了仿真模型的准确性,为挖掘机液压系统更完善的建模仿真与液压系统的进一步优化提供了设计参考。AMESim 软件的运用有利于挖掘机的系统设计与液压配件的选择,能充分减少调试时间,因此本文提出了一种减轻设计人员劳动强度与提高效率的设计方法。

关键词: 小型挖掘机; AMESim; LUDV; LS; 压力补偿

## Abstract

The mini hydraulic excavator replace the manpower work is mainly used in cabined area such as city, in the whole engineering machinery market, it belongs to one of maximum sales volume engineering machinery products. Considered the small working space, complex terrain, convenient operation and controllable of the mini excavator, it requests mini excavators possess the good compound movement, the simplification hydraulic system as well as superior fine work ability. The LUDV control system of BOSCH REXROTH Corporation is the single return route system and possesses characteristics of lower assembly expense, taking smaller space, compact system and so on, only one variable displacement pump can be used to satisfy all functional requirements, simultaneously various loads are approximate during the compound movements, the energy loss caused by the LUDV system is smaller than the large excavator.

In the paper, based on the prototypical PZ70-7's research, design, manufacture and experiment, hydraulic control systems of the mini hydraulic excavator were studied. We adopt the BOSCH REXROTH LUDV control system in this prototype. Starting from the complete machine hydraulic system's design, the paper analyzed the operating principle of hydraulic system detailedly, then, LUDV control characteristics was analyzed from two aspects. Firstly, in terms of the theoretical analysis, the throttle control system, the LS control system and the LUDV control system were compared detailedly, the results show, in the flow unsaturated situation, the LS system and the LUDV system possess good control characteristics; On the other hand, the dynamic simulation of LS system and the LUDV system was carried on under the flow saturated situation using AMESim Software, the simulation results conform to the theoretical analysis and demonstrate that the LUDV system possess better speed rigidity than LS system. Then the LUDV model was consummated ulteriorly according to hydraulic schematic diagram of the prototype, the outside inputs were hypothesized according to the basis prototyping testing data, it obtains that the simulation results and the test results have good uniformity through the comparison.

---

---

The theoretical analysis results, the AMESim simulation results and the prototyping testing results show the LUDV system adapt to the mini excavator. Because the simulation results conform to the results of the theoretical analysis and the test, it proves that the simulation models are accuracy and it provides design reference for modeling simulation of the complete machine hydraulic system and optimization of hydraulic system. Using the software of AMESim is propitious to design of hydraulic system and choice of hydraulic equipments and can also reduce the debug time fully. So the paper provides a design method of reducing the labor intensity and improving design efficiency.

**key words:** Mini Excavator; AMESim; LUDV; LS; Pressure Compensation

---

# 西南交通大学

## 学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权西南交通大学可以将本论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复印手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于

1. 保密□，在 年解密后适用本授权书；
2. 不保密□，使用本授权书。

(请在以上方框内打“√”)

学位论文作者签名：  
日期：2008.5.8

指导老师签名：  
日期：2008.5.8

## 西南交通大学学位论文创新性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是在导师指导下独立进行研究工作所得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的研究成果。对本文的研究做出贡献的个人和集体，均已在文中作了明确的说明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

本学位论文的主要创新点如下：

本论文的意义在于证明了 LUDV 控制系统的优良的复合动作能力。不同于以往理论分析，本文从实际建模仿真到后面的样机测试，通过实际的仿真曲线说明了各系统的复合运行情况，证明了 LUDV 控制系统是满足小型挖掘机的工作要求。同时本仿真模型为液压系统的进一步优化提供了设计参考，仿真与试验结果的相近得出利用 AMESim 仿真软件进行液压系统设计的方法具有较强工程运用价值。

# 第1章 绪 论

## 1.1 小型挖掘机简介

小型挖掘机主要用于城市、狭窄地区，代替人力劳动。主要作业是挖掘、装载、整地、起重等，用于城市管道工程、道路、住宅建设、基础工程和园林作业等<sup>[1][2]</sup>。小型挖掘机体积小，机动灵活，并趋向于一机多能，配备多种工作装置，除正铲、反铲外，还配备了起重、抓斗、平坡斗、装载斗、耙齿、破碎锥、麻花钻、电磁吸盘、推土板、冲击铲、集装叉、高空作业架、铰盘及拉铲等，以满足各种施工的需要。与此同时，发展专门用途的特种挖掘机，如低比压、低噪声、水下专用和水陆两用挖掘机等。总之它是一种多用途万能型的城市建设机械。由于这种机械的特点很靠近人，因此在设计上除了要求耐久性、可靠性和作业效率等，还需着重考虑人、机、环境的协调，特别要注意以下几点<sup>[3]</sup>：

1. 安全性即机械作业过程中不要与周围的人和物相碰撞，防倾翻稳定性好。
2. 低公害即排放要求高、低震动、低噪音，声音要比较悦耳。
3. 与周围环境能调和，形象要美观，形体和色彩不要引起人们不愉快感，对人有亲和感。
4. 尽量扩大其使用功能，可装多种附属装置，应成为城市万能型工程机械。
5. 操纵简便，任何人一学就会，都能操纵。

小型挖掘机具有中型挖掘机的多项功能，又具有便于运输、能耗低、灵活、适应性强等优势，非常适用于空间狭小的施工场地作业，而且价格低、质量轻、保养维修方便，所以在小型土石方工程、市政工程、路面修复、混凝土破碎、电缆埋设、自来水管道的铺设、园林栽培等工程中得到了广泛的应用。由于满足基本的挖掘、装载、整地、起重等功能外，必须考虑到工作空间小（人力所不能至）、地形复杂、方便操作、可控，目前市场对小型挖掘机性能要求如下<sup>[4][5]</sup>：

1. 改进挖掘机可控性和控制精确性以及复合动作。

2. 简化液压系统、降低成本，达到大作业量与低油耗的动态平衡。
3. 改进工作可靠性。
4. 改进驾驶操作舒适性及降低劳动强度，提高单位生产率。
5. 改进操作安全性。
6. 低振动、低噪音适用生活区工作。

同时，小型挖掘机的设计原则是确保设备可以在狭窄、复杂，也就是大型挖掘机不能进入的地区进行高效施工。小型挖掘机因使用环境的特殊要求，它必须具有如起重机的精细作业等特性，此有别于中大型挖掘机<sup>[110]</sup>。中国的小挖市场（指机重 13t 以下）在中国挖掘机行业过去的十年，关键配套液压件等的先天性国产缺损，导致了在中大型挖掘机市场被韩、日、美、欧等外资企业瓜分了 90% 以上的份额。经十年艰苦奋斗，国内企业夺回了近 27% 份额，特别是大型和小型液压挖掘机上，近两年已有较大起色。中国小型挖掘机市场上人们好像又看到了中国制造的“曙光”，正在夺回和扩大国产小挖市场。国内小挖制造企业正由少数几家发展到 60 余家，这不能不说这是行业的大发展，而且出现了许多年产销量超千台企业<sup>[11]</sup>。

### 1.1.1 小型挖掘机的现状及前景

国内小挖目前已形成 1.5t 至 8t 全系列产品，并占有国内市场的主要份额，且略有出口。近几年来，随着我国经济的快速发展，小型挖掘机市场逐渐升温，被业内人士普遍看好。目前，我国正处在道路交通、能源水利、城市建设等各方面基础建设的高峰期，但前些年大量投入使用的高速公路等基础设施，正越来越多地进入维护保养期，同时城市建设也由“大拆大建”逐渐向“精雕细刻”转变，因此小型化的土方工程施工会越来越。据统计，2005 年我国共销售 33642 台液压挖掘机，小型挖掘机（整机质量小于或等于 13t 履带式或轮胎式挖掘机）在挖掘机总销售量中比重不断攀升，2005 年小型液压挖掘机的销量约 12000 台，所占比重超过了 35%，比 2004 年提升了 22%，其中外资（含中外合资）企业销量近 7000 台，国内企业共销售 5000 余台，出口量为 2000 余台。

2005 年是中国小挖市场销量突飞猛进的一年，估计到 2008 年中国将形成第二代成熟的小挖客户，也就是在 2008 年到 2009 年前后形成一个采购高峰，届时对小挖产品整体的要求会相对提高<sup>[12][10]</sup>。如果不出现国家政策调整的话，预计 2008 年将达到 2.2 万台，2009 年 2.8 万台，2010 年突破 3.5 万台，

总体上会在 2012~2015 年前后达到小型挖掘机与中大型挖掘机市场保有量 0.5:1 的比例<sup>[2]</sup>。按照工程机械行业“十一五”规划预测,到“十一五”末,我国液压挖掘机市场需求量约为 70000 台,其中小型液压挖掘机的需求量将会继续攀升。

由于我国的挖掘机起步晚,不论在产品品种、性能参数以及使用可靠性、售后服务等方面,与国外相比均存在着相当大的差距。因此,其发展趋势是引进国外的先进技术,开发高质量、多功能、多品种、多规格的系列产品,加强基础元件、部件的生产,尤其是提高液压元件的质量,以达到在满足产品可靠性的前提下,降低产品成本,并提高产品的售后服务水平。

从全球范围看,小型挖掘机市场已处于成熟发展期,需求稳定并呈缓慢上升趋势,2005 年小型液压挖掘机约占全球工程机械产品销量的 19%,仅次于轮式装载机的销量。西欧、日本、北美等经济发达国家和地区是小型挖掘机的主要消费地,且产品需求结构趋于小型化和微型化,主要为 6 吨和 6 吨以下产品,需求量也相当大。美国、日本、欧洲等地区的小型土方机械年需求量在 10 万~15 万台左右<sup>[3]</sup>。

目前,许多国外企业正在中国加大投资,如韩国斗山、现代在中国实现年销 2000 台小挖目标的基础上加大技改与新产品研发,目标直指年产小挖 5000 台。日本石川岛也在厦门建厂生产小挖力争 10%的份额,日本久保田也希望能占领 20%的份额。

另一方面,小型挖掘机的技术发展顺应全球多样化施工现场的需求,经历了三十多年的历史演变过程,经过不断的改进完善,在技术性能、作业功能、作业效率、安全、环保、节能和维护保养等方面有了大幅度的提高,形成了比较一致的技术标准和作业规范。现在,国外几乎所有的挖掘机制造商都涵盖了小型挖掘机的所有型号,具有性能优越、多功能化的显著特点。世界上专业批量生产小型挖掘机的著名企业有 20 多家,主要分布在日本、美国、欧洲等发达地区,处于前列的有日本的小松、久保田、石川岛、洋马,美国的凯斯、山猫,德国的阿特拉斯、雪孚,韩国的现代、大宇等公司<sup>[4][5]</sup>。随着小型挖掘机市场的慢慢兴起,国内生产小型挖掘机的企业逐年增多,产量的不断增加,小型挖掘机市场的竞争将会愈演愈烈。

### 1.1.2 小型挖掘机配套件的发展状况

中国工程机械工业协会工程机械配套件分会有关人员,对国内 9 个主要

生产小型挖掘机的企业进行走访时发现,采用国内配套件问题不少。比如国产液压元件的技术水平、质量水平和可靠性,特别是可靠性水平达不到为小型液压挖掘机配套的要求。但从国外采购配件的弊端已让国内小挖生产企业倍受煎熬,价格高,且无商量余地。目前国产的液压挖掘机液压元件基本上全部依赖国外进口,如变量柱塞泵、马达和多路阀等,为小型液压挖掘机配套的全套液压系统从国外采购成本约占整机的 30%,由于国内目前生产不出这类元件,就只能花高价买国外的产品,而且是“一口价”,没有商量余地,如果加上发动机也在国外采购,将占整机成本 40%以上。同时特殊要求不能满足。由于小挖整机设计的改进,常常需要对液压系统和元件做局部改进,而这种改进,不少企业由于负荷太满无暇顾及,所以很难及时满足国内小挖生产企业的特殊要求。

虽然目前小型挖掘机零部件国产化率已达到 70%,占采购成本的 50%,但小型挖掘机液压系统中的泵、阀、马达等关键技术、工艺和知识产权基本掌握在日本、德国等少数国家厂商手中,采购成本占据了整机成本的 30%以上。照此下去,我们的许多小挖生产企业就面临只有一半生产能力的局面,如何达到 2010 年的 30000 台市场需求?要么自己改为生产其它产品,要么和大挖一样,把这个好不容易建立起来的小挖市场拱手让给国外企业!因此,只有依靠国内企业开发液压件,在 2 年左右形成小批生产能力,到 2010 年达到市场需求的 30%,即 10000 套的生产销售,才能有效地缓解国外液压件生产厂的制约<sup>[9]</sup>。国内为小挖配套的多路阀的开发开始于 1994 年,柱塞泵、马达等液压件的开发开始于 1998 年,直到现在,产品的可靠性依然很较低,不能满足小挖主机厂进行批量生产装机的要求。与挖掘机相配套的小型发动机技术也掌握在日本、美国、德国等发达国家手中。目前,我国企业在挖掘机的关键部件上还必须依赖进口。所以我国企业必须注重提高关键零部件的制造技术和工艺,提高核心部件的国产化率。健全的配套体系是一个产业形成工业化生产的基础。所以,零部件的国产化率尤其是液压元件的国产化供应,是振兴和发展国产小型挖掘机产业的基础和关键所在。

国内零部件企业在工作油缸、四轮一带、回转支承、驾驶室、座椅、电气仪表等方面已经取得技术突破,基本可以替代进口,但是在工艺性和可靠性上需要重点加强。国内发动机企业在提高设计和制造水平,满足环保要求后,已经可以配套小型挖掘机使用。总之,小型挖掘机的液压系统元件的国产化在 3~5 年内可以实现,届时中国小型挖掘机的零部件配套体系可以完善

和成熟，为国产小挖的规模化发展打下最坚实的基础。参照韩国挖掘机产业的发展轨迹，再用几年的时间国产小挖就能占据国内半壁江山，并能参与全球市场竞争。

## 1.2 液压系统简介

液压系统是联结负载与发动机之间的中间环节，是将发动机输出功率最终传递给工作机构的动力传动链系统。由于液压挖掘机经常做复合动作，而液压泵的流量是有限的，复合运动时，液压泵的流量不能满足所有动作同时进行时的流量要求。因此现代液压挖掘机液压系统首先就要解决系统的流量分配问题；同时又要符合节能的要求，减少能量损失。

液压挖掘机的液压系统由动力元件（各种液压泵）、执行元件（液压缸、液压马达）、控制元件（各种阀）和辅助装置（冷却器、滤油器）用油管按一定的方式连接起来组合而成，用来把发动机的机械能，以油液为介质，经动力元件转变为液压能，进行传递，然后再经过执行元件转化为机械能，实施各种动作。由于液压系统的功能是传递、分配和控制机械动力，因此是液压挖掘机的关键部分。在国外，80年代以前液压挖掘机主要采用的都是定量泵；到了80年代初期，挖掘机上开始应用机电一体化技术，而机电一体化首先考虑的是在提高液压挖掘机工作效率的同时减少燃油消耗，因此，最初的改进是将定量泵改成变量泵，使发动机在较好的状态下运行；到80年代后期，液压系统已经发展到比较成熟的地步，这一时期的主要目的是为了节能，提高工作效率。

液压传动的效率既与液压元件及其控制方式带来的能量损失有关，也与系统的类型有关，有时由于系统回路本身的因素造成的损失大于液压元件固有的能量损失<sup>[10][11]</sup>。通过分析液压系统的类型及特点，能够充分认识和理解挖掘机节能技术发展的过程和趋势。依照油液的循环情况，液压系统一般可分为开式系统和闭式系统。由于闭式系统具有每一负载必须由独立泵源驱动的优点，决定了其不能满足挖掘机多负载同时动作的要求。相反，开式系统由于能够满足挖掘机多负载驱动的要求而得到广泛的应用。在开式系统的基础上，液压系统出现了多种形式和种类，可以从不同的角度对其进行分类。从多路阀的形式可分开中心系统和闭中心系统；从液压泵的流量在工作中是否变化，可分为定量系统和变量系统。目前国内外广泛采用的是变量系统。下

面具体分析和比较一下这两种系统的特性。

### 1.2.1 定量液压系统

在定量系统中，由于流量固定，当外载荷小时，不能增大流量，提高作业速度，功率不能充分利用；而当外载荷大时，又不能减小流量，提高转矩，以克服尖峰载荷。因此，为了保证主机工作，定量系统的发动机功率主要根据主机最大外载荷和正常作业速度来确定，在一般情况下，功率有很大贮备，但挖掘机正常作业时，平均外载荷只有最大外载荷的 50%~60%，也即发动机功率实际上只利用了 50%~60%<sup>[12]</sup>。正是由于定量系统的效率较低，造成能源的浪费及系统发热，所以现在新开发的大型液压挖掘机上已经很少再采用定量系统。但由于定量系统结构简单、价格低廉、工作可靠，且由于流量固定，执行元件速度稳定，因此适合于要求开挖面质量较好的场合。故定量系统在中小型液压挖掘机上还有一定的应用。定量系统在小型挖掘机上应用，主要原因是：定量泵结构简单，价格低，工作可靠；由于定量泵经常在非满负载下工作，其寿命比变量泵相对较长；同时由于定量系统流量固定，执行元件的速度也稳定，工作装置的轨迹容易控制，因此开挖面较好<sup>[10][13]</sup>。图 1-1 为定量系统原理图，图 1-2 为其特性图。

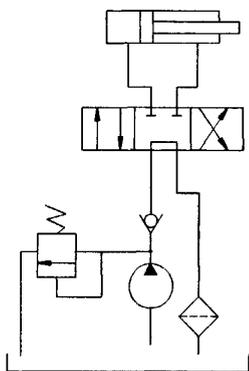


图 1-1 单泵定量系统

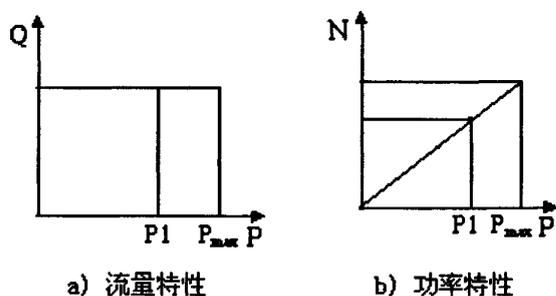


图 1-2 单泵定量系统的特性

### 1.2.2 变量液压系统

由于定量系统存在上述无法解决的问题，20 世纪 60 年代出现了变量泵系统并在欧洲生产的液压挖掘机上开始应用。变量系统保留了传统的系统回

路和换向阀，具有随负载的变化而自动改变液压泵排量的特点，自从应用后便迅速取代定量泵，目前大、中型挖掘机液压系统的主油路基本上都采用变量泵供油<sup>[14]</sup>。因为变量系统有较好的节能性，所以在小挖上应用也越来越广泛。简而言之，变量液压系统采用变量泵作为主泵。在泵的变量范围内，流量可以随着外载荷的变化而变化，当外载荷较小时，流量增大，作业速度加快，功率基本上保持恒定，而外载荷大时，流量减小，转矩增大，以克服尖峰负荷。由于液压挖掘机作业速度变化较大，在定量系统中，只能依靠节流，使一部分流量溢流回油箱来调节速度，造成功率损失及系统发热，而变量泵由于自身能够根据外载荷的变化自动调节流量，提高作业速度，从而提高生产率，而且发动机功率可以充分利用，有较好的节能作用，是当前液压挖掘机广泛采用的系统。变量液压系统发动机功率通常按照挖掘机所要克服的平均外载荷和正常的作业速度来确定。由于定量系统的发动机功率要按最大外负荷来定，而变量系统的功率决定于平均负荷，当作业速度相同时，同等级挖掘机采用定量系统所需功率约为变量系统的 1.3~1.4 倍，而功率利用率平均约为 60%。变量系统在变量范围内理论上可得到 100% 的功率利用<sup>[14]</sup>，因此得到广泛应用。而控制系统对变量系统的效率及挖掘机性能有很大影响，对其相应的控制系统进行分析相当必要。

### 1.2.3 几种常用的液压控制系统

小型挖掘机的作业场地大多在社区里，所以除满足可靠、节能、高效等大型挖掘机要求的性能外，还需重点突出安全、低公害、美观、操作维护简单。由于作业空间的限制，必须控制精度高、灵活，所以小型挖掘机不是大型挖掘机的按比例缩小，它有独到的技术特点及性能要求。控制模式是挖掘机的灵魂，液压系统采用先进的与负载无关的控制模式，产品的精细化操作和舒适性可以得到进一步的加强，使产品性能更加可靠<sup>[16]</sup>。

挖掘机每完成一次挖掘、卸载作业，动臂、斗杆、铲斗、回转都要各自动作一次，负载、速度的不断变化以及复合动作的饱和性决定了泵压和排量的不断变化，所以挖掘机要通过机电液控制来满足不同工况的要求。目前世界对于小型液压挖掘机液压系统的控制模式主要有电控模式、电液联合控制模式以及液控模式等，其中典型的挖掘机液压控制模式有如图 1-3 所示<sup>[16][16]</sup>的负流量的节流控制、负荷传感控制和负载独立流量分配控制 3 种。下面就几种常见的系统作简要说明。

其一负流量的节流控制系统。液压油在经过换向阀回油箱前增加一个节流阀，根据节流阀前的压力大小来调节主泵排量。如图 1-3a 所示，当换向阀回油量大时，控制油路的压力升高，主泵排量减小，反之，主泵排量增大。执行元件动作的快慢，由操作人员操纵先导滑阀决定，先导滑阀的控制压力决定换向阀开度，换向阀开度决定了回油量的大小，进而控制了泵排量，比正流量控制更加精细<sup>[17]</sup>。

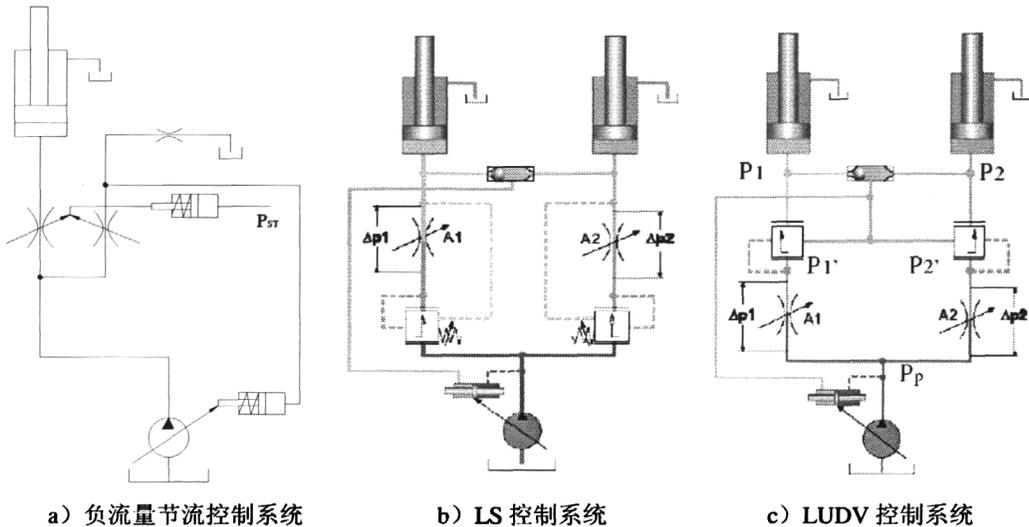


图 1-3 液压控制方式

其二是中位封闭的负荷传感系统如图 1-3b 所示。在多年来众所周知的负载传感系统(Load Sensing)中，与负载压力无关性是通过设在测量阻尼孔前的压力补偿阀实现的。通过各自的压力补偿阀以及负载传感泵的作用，能使泵的输出压力和流量自动适应负载需求，大幅度提高液压系统效率。将负荷传感控制用于类似挖掘机这样的行走式工程机械，是在 20 世纪 60~70 年代被提出<sup>[18~20]</sup>，但直到 1988 年才在欧洲真正用于液压挖掘机<sup>[21]</sup>。进入 90 年代后，日本也开始在这方面加以研究<sup>[22]</sup>，并推出了一系列相应的挖掘机产品，如小松公司的 PC200-6<sup>[23]</sup>、日立建机的 EX200-2<sup>[24]</sup>等。将负荷传感控制应用于液压挖掘机时，为了保证正常工作，泵输出压力只能与最高的负载压力适应，即负荷传感控制只在最高负载回路上起作用，对其他负载压力较低的回路采用压力补偿，使阀口压差继续保持定值。当阀口开度过大，使系统要求的流量超出泵的供油能力时，最高负载回路上的执行元件速度将会降低直到停止运动，使挖掘机动作失去协调性。

其三为独立流量分配系统即 LUDV 系统如图 1-3c 所示,该系统解决了负荷传感存在的问题,在此方案中,压力补偿阀设在多路阀的下游,各执行元件中的最高压力信号被传递给所有压力补偿阀和液压泵。在负荷传感控制中,传统的压力补偿阀是基于定差减压原理的,而上述流量分配型的压力补偿阀是基于比例溢流阀原理。最高负载压力信号被作为比例控制信号传递给所有的压力补偿阀,使所有多路阀的输出压力都被限定在同样的压力即最高负载压力下,而负荷传感控制器也在最高负载压力的作用下,对液压泵排量进行控制,使泵输出的压力比最高负载压力高出一个固定值。这样,所有的多路阀阀口上的压差就可以控制在同一个值。即使泵输出流量不足,无法维持多路阀阀口上正常的负荷传感压差,但在溢流型压力补偿阀的作用下,仍然可以使所有多路阀阀口上的压差继续保持一致。在这种情况下,虽然各执行机械的工作速度会降低,但由于所有阀口上的压差一致,因此各执行机构的工作速度之间经比例关系仍然保持不变,从而保证了挖掘机动作的准确性。

20 世纪 90 年代以来<sup>[20]</sup>,在液压挖掘机上开始使用独立流量分配系统,一般由变量泵、中闭式负荷传感多路阀、卸荷阀、压差传感器及电气控制部分组成,其控制阀无论在中位开式还是在中位闭式方式,都附有压力补偿阀。各控制系统的共同点、不同点及应用范围如表 1-1 所列。

表 1-1 控制系统比较

类型	共同点	不同点	应用场合
节流控制系统	在流量供应充足下,都可以根据用户的需要调节泵的排量,使各负载按要求运行	存在节流损失与溢流损失,控制范围受负载影响,需要合流技术等	不宜用于安全性要求较高的设备
LS 控制系统		减小了节流损失,无溢流损失,控制范围不受负载影响,流量饱和时多负载相互影响	不宜用于系统常处于流量饱和的设备
LUDV 控制系统		单泵单回路系统,流量饱和时负载间接开口面积按比例分配流量	主要用于负载相差不大的设备,比如小型挖掘机等

本论文研究的液压挖掘机采用 Bosch Rexroth 公司的带 LUDV 控制的单泵供油系统。

### 1.3 国内外小型液压挖掘机的主要差距

通过以上分析得到与国外相比,目前国产小型挖掘机主要差距是:

1. 在液压系统及元件方面,国内企业基本上还不具备生产各种具有节能效果的多路阀和液压泵的能力,国产具有节能性的挖掘机一般多是选择国外液压元件和系统组装而成。另外,国产挖掘机还没有开发出阀控缸的电子协调控制系统,多路阀上没有能量回收装置,工作装置动作欠协调,这些都是国产液压挖掘机的差距。

2. 通过实际使用证明,目前国产柴油机的综合性能指标还无法最佳满足小型挖掘机的要求,与国外工程机械用柴油机相比,国产柴油机普遍存在转矩储备低,过载能力、可靠性差等缺点,这也是制约国产挖掘机发展的主要因素。

3. 国内没有严格的设计方法,部分企业完全是模仿。对于国外而言,因为其生产挖掘机时间比较长,设计理论不断更新,美、英、日等国家推广采用有限寿命设计理论以替代传统的无限寿命设计理论和方法,并将疲劳损伤累积理论、断裂力学、有限元法、优化设计、电子计算机控制的电液伺服疲劳试验技术、疲劳强度分析方法等先进技术应用于挖掘机的强度研究方面促进了产品的优质高效和竞争力。美国提出了考核动强度的动态设计分析方法,并创立了预测产品失效和更新的理论。日本制定了挖掘机构件的强度评定程序,研制了可靠性处理系统<sup>[20]</sup>。在上述基础理论的指导下,借助于大量试验,缩短了新产品的研发周期,加速了挖掘机更新换代的进程,并提高其可靠性和耐久性。

综上所述,国内小型挖掘机的差距还大,首先急需攻克液压配套件,同时应用机电液一体化技术,实现自动控制、智能化;在设计理论方面,应更新设计理论,提高可靠性,延长使用寿命;并注重外观的精美与人机工程学的运用。

### 1.4 本论文研究内容

本文以样机 PZ70-7 的研发、设计、制造及试验为基础,对小型液压挖掘机的液压控制系统展开研究。从本文内容来看,第二章针对于 7t 样机 PZ70-7

的液压系统进行分析，其中包括工作装置、回转机构、行走机构以及多路阀等。第三章针对目前小型液压挖掘机采用的控制系统进行分析比较，其中包括节流控制、LS 控制、LUDV 控制等。第四章为系统的动态分析，以挖掘机中典型的 LS 与 LUDV 控制系统进行动态仿真，基于 AMESim 仿真软件在系统输入相同情况下进行两种控制系统的对比分析，结合样机中液压配套件的参数，同时将 LUDV 系统进一步完善，建立了液压泵、多路阀及工作装置的简化模型，为后面的试验曲线的比较作准备。第五章对样机进行了一系列的测试，并对相关的测试曲线与仿真曲线进行对比，得出模型建立的准确性。

综上所述，本论文的目的之一在于以实际的仿真曲线比较两系统的综合性能，并通过对仿真结果与理论分析进行比较，得出仿真结果的准确性；目的之二进行样机测试，并对测试结果与仿真结果进行比较分析，以试验结果证明建立的仿真模型的准确性，从而得出仿真结果是可信的，为液压系统的进一步改进提供数据参考。分析证明运用 AMESim 软件进行系统设计减少了挖掘机液压系统中液压配套件选择的难度，更提高了工作效率以及减少测试中问题解决的时间。

---

## 第2章 样机液压系统分析

液压挖掘机主要组成部分有：工作装置、回转机构、动力装置、液压系统、传动操纵机构、行走机构和辅助设备等，液压技术体现在各个组成部分之中。动力装置输出的功率能否得到有效利用，一直以来是挖掘机设计研究人员努力追求的目标，实现这一目标的核心技术是对挖掘机控制系统的研究。本章就 7t 样机 PZ70-7 的液压系统进行分析，下章就其液压控制系统进行分析，为后面仿真与试验作铺垫。

如图 2-1 所示为 PZ70-7 液压挖掘机的外形结构图。

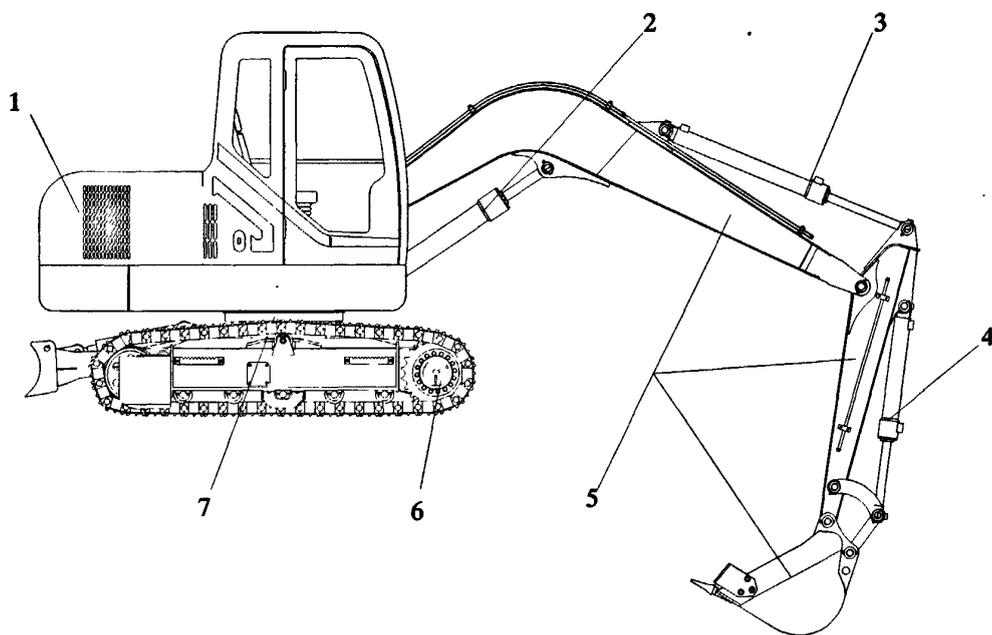


图 2-1 液压挖掘机外形结构图

1—发动机；2—动臂缸；3—斗杆缸；4—铲斗缸；5—工作装置；

6—行走马达；7—回转马达

主要结构分为三大部分：底盘、平台、工作装置。工作装置 5 通过转头铰接于回转平台的前端；回转平台与底盘间通过回转支承联接；发动机 1 后置于回转平台上；驾驶室置于回转平台的左前角；底盘前端装有推土铲；

行走架上装履带；传动系统为带 LUDV 控制的独立流量分配液压系统，其操纵方式为全液压先导式；电器系统兼有起动、照明、监控和自动报警功能。如图所示，动力系统即发动机 1 带动柱塞泵将液压能传递给铲斗油缸 4、斗杆油缸 3、动臂油缸 2、回转马达 7、行走马达 6 以及推土板等。

要了解和设计挖掘机的液压系统，首先要分析液压挖掘机的工作过程及其作业要求，掌握各种液压作用元件动作时的流量、力和功率要求以及液压作用元件相互配合的复合动作要求和复合动作时油泵对同时作用的各液压作用元件的流量分配和功率分配情况。

## 2.1 液压挖掘机的工况分析

液压挖掘机的作业过程包括以下几个动作：动臂升降、斗杆收放、铲斗装卸、转台回转、整机行走以及其它辅助动作。除了辅助动作(例如整机转向等)不需全功率驱动以外，其它都是液压挖掘机的主要动作，要考虑全功率驱动。由于液压挖掘机的作业对象和工作条件变化较大，主机的工作有两项特殊要求：其一是实现各种主要动作时，阻力与作业速度随时变化，因此，要求液压缸和液压马达的压力和流量也能相应变化；其二是为了充分利用发动机功率和缩短作业循环时间，工作过程中往往要求有两个主要动作(例如提升与回转)同时进行的复合动作。

液压挖掘机一个作业循环的组成和动作的复合主要包括：

1. 挖掘：通常以铲斗液压缸或斗杆液压缸进行挖掘，或者两者配合进行挖掘，因此，在此过程中主要是铲斗和斗杆的复合动作，必要时，配以动臂动作。

2. 满斗举升回转：挖掘结束，动臂液压缸将动臂顶起，满斗提升，同时回转液压马达使转台转向卸土处，此时主要是动臂和回转的复合动作。

3. 卸载：转到卸土点时，转台制动，用斗杆液压缸调节卸载半径，然后铲斗液压缸回缩，铲斗卸载。为了调整卸载位置，还要有动臂液压缸的配合；此时是斗杆和铲斗的复合动作，间以动臂动作。

4. 空斗返回：卸载结束，转台反向回转，动臂液压缸和斗杆液压缸配合，把空斗放到新的挖掘点，此时是回转和动臂或斗杆的复合动作。

综上所述，整个作业循环过程为：首先液压挖掘机驱动行走马达和配套土方运输车辆一起进入作业面，运输车辆倒车、调整，停靠在挖掘机的侧方

或后方。挖掘机司机扳动操纵手柄，使回转马达控制阀接通，于是回转马达转动并带动上部平台回转，使工作装置转向挖掘地点，在执行上述过程的同时操纵动臂油缸换向阀，使动臂油缸上腔进油，将动臂下降，直至铲斗接触地面，然后司机操纵斗杆油缸和铲斗油缸的换向阀，使两者的大腔进油，配合动作以加快作业进度，进行复合动作的挖掘和装载，铲斗装满后将斗杆油缸和铲斗油缸的操纵手柄扳回中位，使铲斗和斗杆油缸闭锁，再操纵动臂油缸换向阀，使动臂油缸的下腔进油，将动臂提升，举起装满土的铲斗离开工作面，随即扳动平台回转换向阀手柄，使上部平台回转，带动铲斗转至运输车辆上方，再操纵斗杆油缸使斗杆高度稍降一些，并在适当的高度操纵铲斗油缸使铲斗卸土。土方卸完后，使平台反转并降低动臂，直至铲斗回到作业点上方，以便进行下一工作循环<sup>[12]</sup>。

## 2.2 液压系统原理图

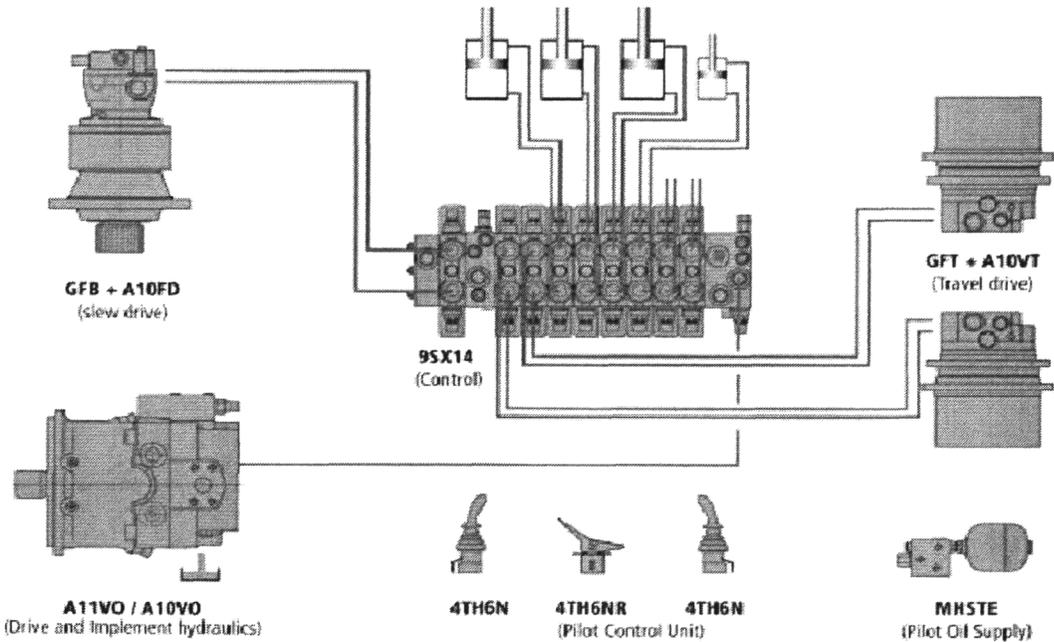


图 2-2 液压挖掘机液压元件组成图

比较同类型挖掘机，并结合工况的基本要求，本机采用了博世力士乐单泵液压系统，如图 2-2 所示，本系统为带 LUDV 控制的用于小挖的负载独立流

量分配系统，由一个负荷传感控制的变量液压泵、多路控制阀、先导供油装置、先导控制单元、液压缸、回转回路、行走回路和管路等组成。液压泵采用集流量调节、压力调节、功率调节于一体的力士乐柱塞泵 A10VO71DFLR；行走机构采用 GFB9T24023+A10FD45；回转机构采用 GFT9T2-2097+A10VT45。博世力士乐提供的 GFB9T2 回转减速机及其 A10FD 马达结构极其紧凑，所有必要的阀都集成在马达的油口接板上。行走减速机 GFT9T2 和 A10FD 中压斜盘式两点变量液压马达也具有结构紧凑、启动效率高、运转噪声低的特点，同时把平衡阀和溢流阀集成在马达油口接板上。此系统大量用于小挖机械，比如徐挖机械，通过采用德国 REXEOTH 公司的 LUDV 闭芯系统，实践证明能充分利用发动机功率，降低能耗，提高了挖掘机的可控性和精确控制性能；能减轻工作强度，显著提高作业效率。

该系统仅需 1 台变量泵即可满足所有作业功能要求，通过变量泵的功率匹配实现最佳的操纵舒适性；泵的流量分配与负荷压力无关，即使在并联工作时，对不同的执行元件也可进行精细和与负荷无关的操纵。根据选定的液压元件，以及结合相关的附件如液压油箱、冷却器等，按照液压泵与液压元件的示意图，可以得到本机的整机液压系统原理图 2-3 所示。

其工作原理是：由日本洋马发动机 4TNV98-SSU 带动力士乐变量泵 1，将液压油箱的低压油分成两条支路的高压油路，一路直接引入先导油源 2，通过减压阀转换成 5MPa 左右的控制油源，根据手柄或脚踏阀 7 的开口情况，将控制油压作用在多路阀阀心的两端，从而控制多路阀阀芯的开度，即通过的流量；另一条高压油直接引入多路阀，控制工作油缸 3 或液压马达 4、5、6 按指定的速度运行。

由图我们可知其主油路与控制油路的液压油都由同一液压泵供油，其为单泵供油系统，省掉了复杂的合流控制系统，减小了系统的安装尺寸，使系统的结构变得更简单。它既具有传统负荷传感控制系统节能增效的优点，又通过后置压力补偿阀解决了在工作系统要求的流量大于泵的极限流量时的各工作装置实现复合动作的问题。本文研究的样机采用了德国力士乐公司的 LUDV 闭芯系统，基于主阀（SX14）和主泵（A10VO71）的 LUDV 液压系统在欧洲市场应用较为广泛，充分利用了发动机的功率<sup>[27]</sup>。从使用情况来看，各执行元件的动作相互独立，互不干扰，操作者能轻松地实现各种复合动作。以下就系统中的几个主要组成部分进行分析。

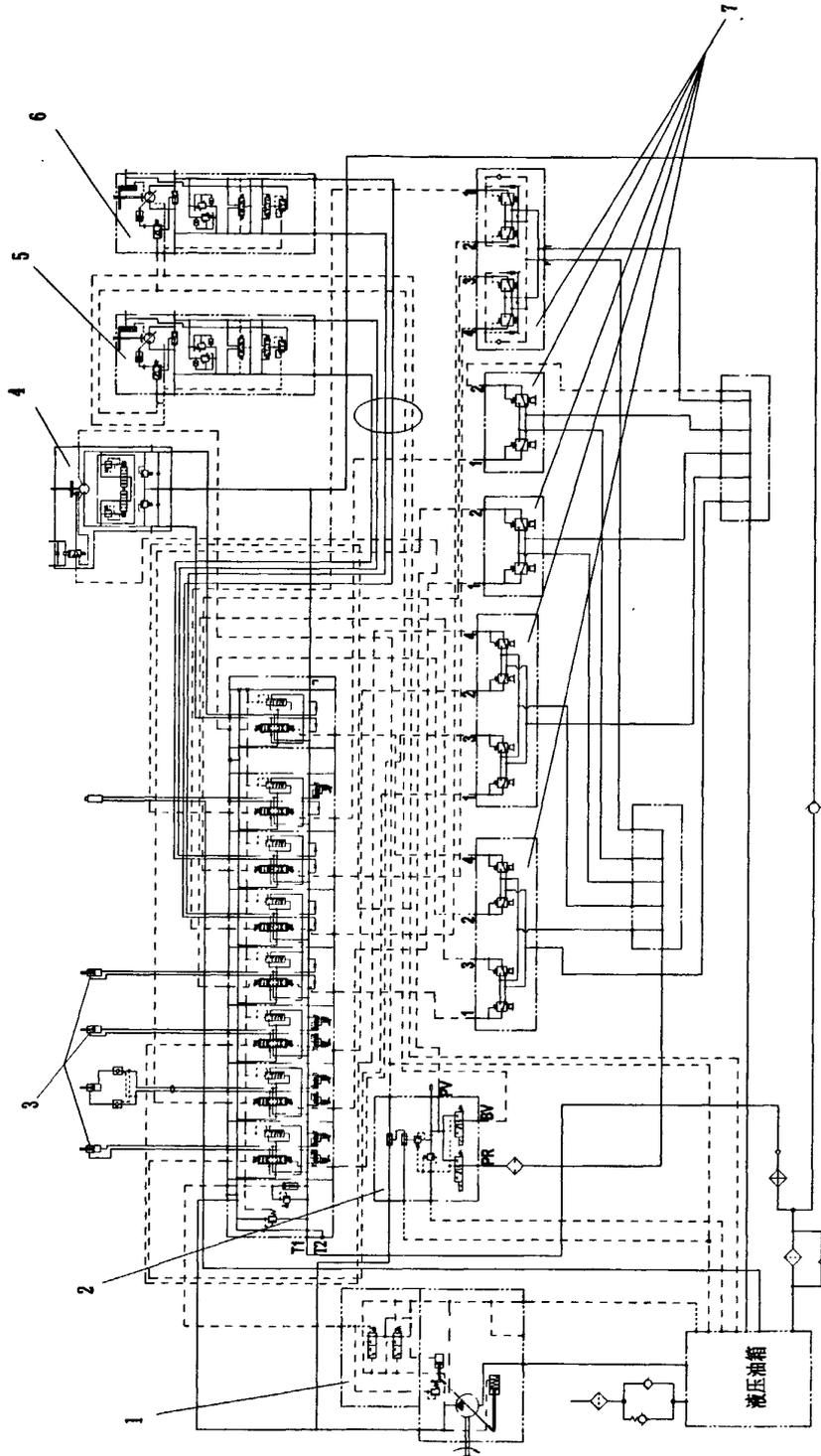


图 2-3 液压系统原理图

1—A10VO71 变量泵；2—行走马达；3—先导油源；4—工作装置油缸；5、6—回转马达；7—手柄及脚踏阀

## 2.3 挖掘机液压系统分析

由图 2-3 所示，该样机液压系统主要由以下几大部分组成：变量液压泵回路、先导油源回路、多路阀集成、行走机构、回转机构以及各工作油缸等。

### 2.3.1 变量液压泵回路分析

变量泵的液压原理图如图 2-4a 所示，主要集流量调节阀 1、压力切断阀 2、功率调节阀 3 以及变量缸 4 于一体的变量柱塞泵。

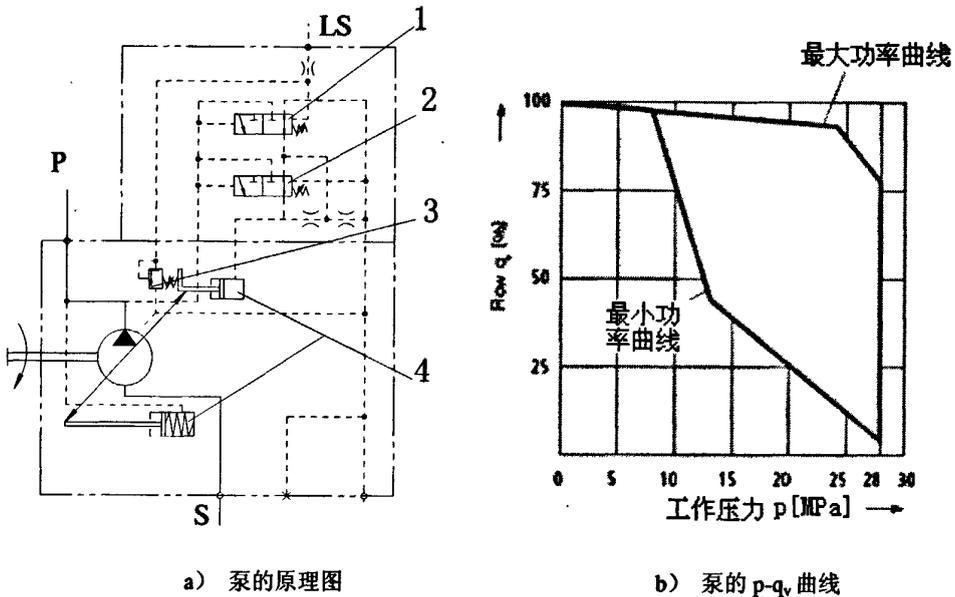


图 2-4 变量泵回路

1—流量调节阀；2—压力切断阀；3—功率调节阀；4—变量液压缸

工作原理是：当泵启动时，泵的出口压力短时较低，在变量缸 4 的弹簧腔的弹簧作用下，泵的排量达到最大。当操纵阀处于中位时，此时 LS 压力近似等于油箱压力，流量调节阀右端只作用 2MPa 左右的弹簧压力，左端作用泵的出口压力，泵的出口压力通过流量调节阀 1 进入变量液压缸 4 的上腔。此时，因为变量缸上下腔的面积差，使斜盘角度减小到 14L/min 左右的流量对应的角度；当操纵阀处于工作位时，比较泵的出口压力与最大负载压力即 LS 压力，控制流量调节阀 1 的位移，进而控制变量缸 4 上腔的油压，通过功

率调节阀的作用以及杠杆原理从而实现恒功率调节，以达到特定压力下的流量要求。如果因外界原因导致压力超过压力切断阀的调定压力时，则压力调节阀将泵的出口压力引进变量液压缸的上腔，从而将斜盘角度减小到最小。其中功率调节阀为一个双弹簧机构，根据选用两个弹簧不同的刚度，在工作区间内，使泵的输出功率基本保持不变。如图 2-4b 所示，其功率与最大压力是可调的。调节功率弹簧的预压力可以得到最大与最小功率曲线之间的任意一条，根据本机的情况与测试结果，最终将功率调节到 29kW。

### 2.3.2 多路阀回路分析

如图 2-5 所示，该图是取自于多路阀 SX14 的进油联与第一、二换向联。

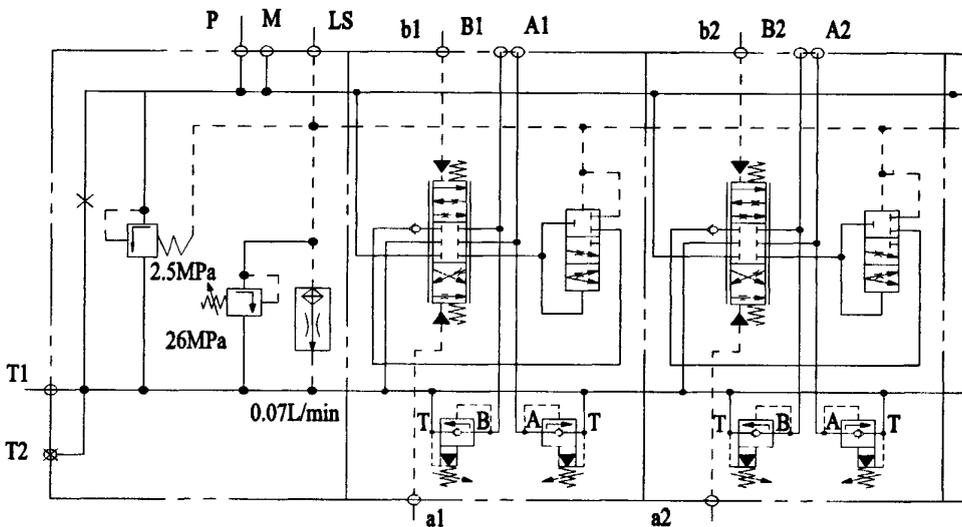


图 2-5 多路阀回路

在进油联中，其中弹簧压力为 2.5MPa 的定差溢流阀的作用是始终保持 P 口与 LS 口的压差约为 2.5MPa，有利于液压系统的节能。通过 LS 安全阀的弹簧调节，将本系统的最大压力设定在 26MPa。同时将冲洗阀的流量设定在 0.07L/min，此流量将有利于各阀的冲洗等用处，同时中位时将其 LS 压力卸荷。在各换向联中，本液压系统采用的是这种具有负载独立流量分配功能的液控多路阀，是一种带有辅助功能的集中控制装置，减少了连接管路和流阻的损失，提高了工作可靠性。从阀体结构看，多路阀有整体式和组合式两种。整体式多路阀结构紧凑，但对阀体铸造要求较高，比较适合于相对稳定的液

压设备上使用；组合式多路阀可按不同的使用要求组装，通用性较强。

由于多路阀的比例方向流量控制是由操作者借助于一定的控制形式而实现的。所以，多路阀的控制形式和多路阀的控制性能，就成为多路阀设计中两个最重要的问题。本阀采用的是液控方式，作为整个液压系统的核心之一，由进油联、换向联和回油联 3 部分组成。变量泵的油经进油联通向换向联再去执行元件。此联阀包含了挖掘机 LUDV 所需要的主要元件：主安全阀、压力补偿阀、冲洗阀、LS 阻尼孔及 LS 卸荷阀等。

进油联包括多路阀的固定位置、压力油口、回油口 T 以及 LS 和 M 油口，还有便于 LS 管路在中位卸载时的流量阀、一次溢流阀和 LS 溢流阀。换向联如图 2-6 所示<sup>[28]</sup>，除控制方式没采用液控方式外，内部结构一致。图中可知 SX14 的换向联由阀体 1、阀芯 2、两个用于负载保持的单向阀 3、压力补偿阀 4 组成。其压力补偿阀用于保持换向联间相同的  $\Delta P$  值，并可以选择最高压力。同时还具有用于选择安装补油阀或螺堵 6、二级压力/补油阀 5 的安装孔。盖板包括控制阀的固定位置，封闭 P、T、和 LS 油口，这些油道贯穿于换向阀联中。

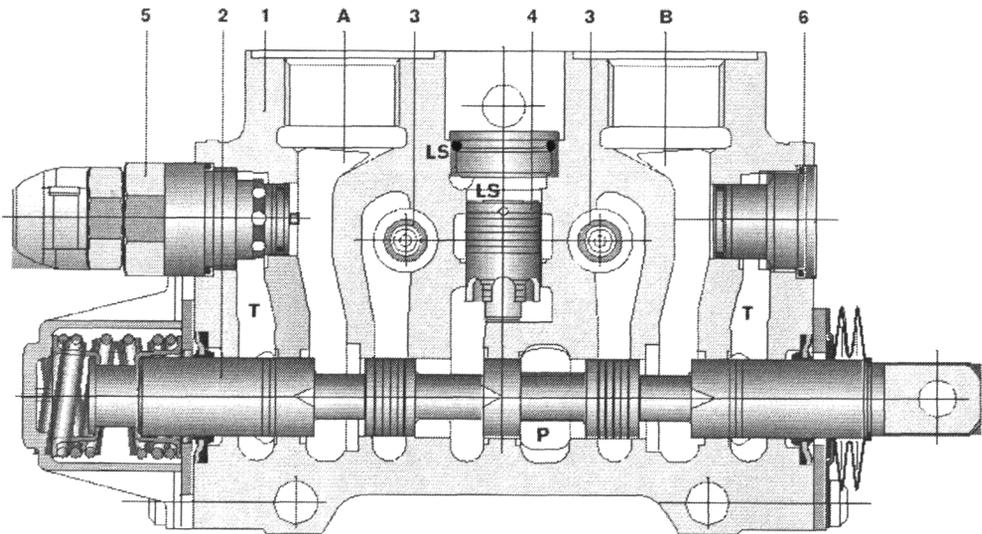


图 2-6 多路阀内部结构

1—阀体；2—阀芯；3—单向阀；4—压力补偿阀；5—二级压力/补油阀；6—补油阀或螺堵

图 2-7 是从该多路阀中取出的两个换向联，其中 P 口来于液压泵的压力油，b 与 a 口来于先导油源的控制油压，通过脚踏板或手柄控制先导压力的

大小和方向。其中 LS 口的压力为最大负载压力，A 与 B 口油压通向工作油缸或者马达。该阀的补偿原理是，当换向阀 1 与 2 分别同时工作时，工作油压通过换向阀后，经内部通道进入压力补偿阀的下端，此时，压力补偿阀上下分别作用 LS 油路压力

与该换向阀的出口压力，

假设此时 LS 压力为负载 2

的压力，那么当负载 1 的

压力小于负载 2 的压力时，

压力补偿阀 1 起作用，通

过移动阀芯位移产生节流

压差，在平衡位置时保证

各压力补偿阀的入口压力

基本等于  $P_{LS}$ ；当负载 1 的

压力增加到大于负载 2 的

压力时，负载 1 的压力补

偿阀的阀芯失去平衡，阀

芯向上移动，从而将负载 1

的压力反馈到 LS 回路上，

同情况 1 一样，作用于负

载 2 的压力补偿阀，换向阀 2 的压力通过压力补偿作用于负载，同样维持各

换向阀的压差相等。同理，其它换向联工作原理基本一致。

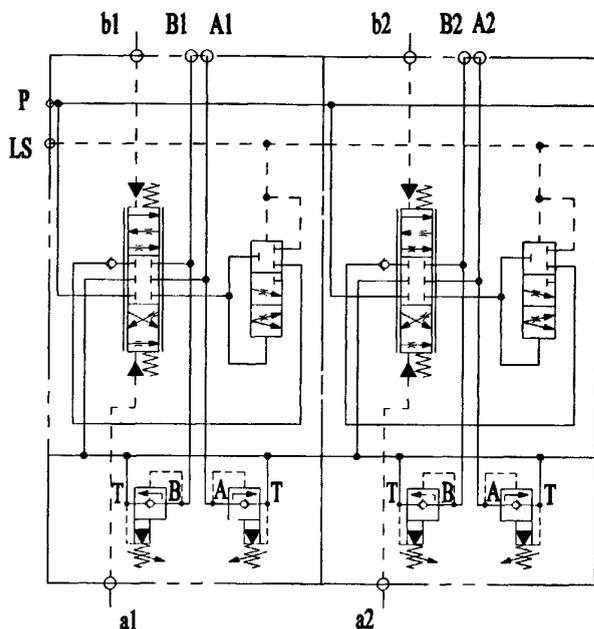


图 2-7 换向联原理图

### 2.3.3 动臂、斗杆、铲斗回路分析

在整个工作装置的液压回路中，最重要的要求是能够实现复合运动，这已经通过压力补偿阀的作用能够很好的满足。另外，因外界的阻力的随机性，为了保护液压元件的安全，因此设置了限压补油回路。因为液压挖掘机工作时，铲斗上受到外负载的作用，这就需要动臂油缸和斗杆油缸必须有足够的压力来承受。但是如果此压力过大，会造成液压元件和管道的破坏。为此，需要在动臂油缸和斗杆油缸的进、出油路上各装一个限压阀，当闭锁压力大于限压阀的调定压力时，可以实现卸荷，以保护液压元件和管道。限压阀的调定压力必须高于液压系统的工作压力。限压补油回路如图 2-8 所示，阀 1 和阀 2 即为限压阀，本机中设定的工作压力为 26MPa，而限压阀调定的工作

压力为 28.5MPa。图中两个集成的单向阀起补油作用。

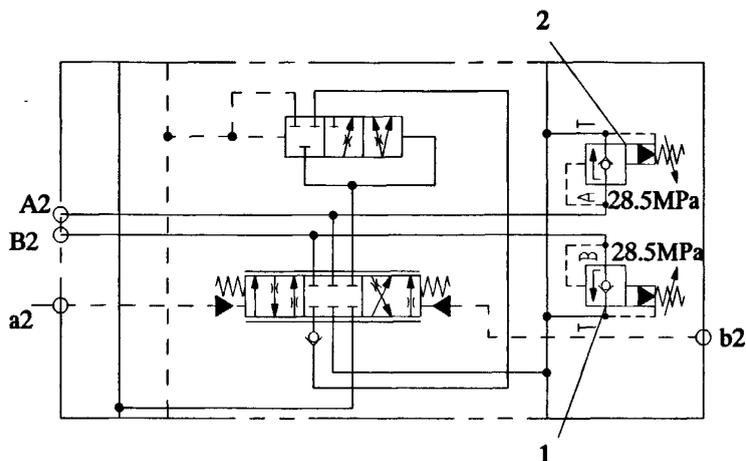


图 2-8 换向联 2 原理图

1、2—限压补油阀

### 2.3.4 回转液压回路分析

液压挖掘机回转机构的回转时间约占整个工作循环时间的 50%~70%，能量消耗占 25%~40%。回转液压油路的发热约占液压系统总发热量的 30%~40%<sup>[12]</sup>。因此，合理地确定回转机构的液压油路和结构方案、正确地选择回转机构诸参数，对提高生产率和功率利用率，改善司机的劳动条件，减少工作装置的冲击等具有十分重要的意义。

本机选用的回转马达型号为 A10FD45，理论排量 45ml/r，通过回转机构的计算，此回转马达选择合理。其液压原理图如图 2-9 所示：该回路由单向阀 1、制动阀 2、缓冲阀 3、安全阀 4 组成。

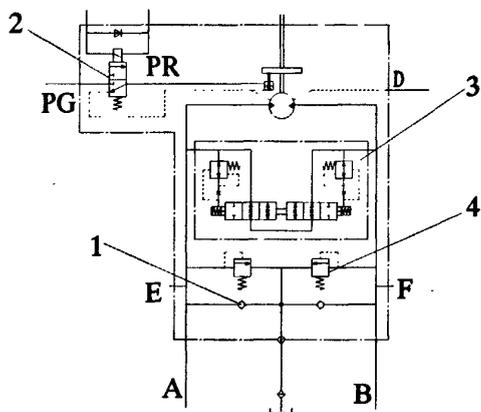


图 2-9 回转液压回路原理图

1—单向阀；2—制动阀；3—缓冲阀；4—安全阀

液压挖掘机的回转机构运动时由于上车转动惯量大，在启动、制动和突然换向时会引起很大的液压冲击。尤其是回转过程中遇到障碍突然停车。液压冲击会使整个液压系统和元件产生振动和噪音，甚至破坏。因此挖掘机的



右移，压力油通过阀 2 后作用于制动阀的右端，使阀芯左移，通过制动阀，将压力油引入制动液压缸的上腔，从而解除制动，在此两支路压力油的作用下，行走马达动作。另外，压力油作用于梭阀 5，将压力油通向调速阀 8，为液压马达的变速作好准备，因为先导压力作用于 X 端，当要求变速时，通过控制先导油源的电磁换向阀接通先导压力，从而使变速阀换向，将通过梭阀的 5 的压力油引入变量缸的大腔，实现变量的功能。因用于行走马达的换向阀中位机能为 Y 型，所以在中位时，A、B 两口相通，当因外界原因突然制动时，此时 A、B 两口均约为回油的低压，那么作用于阀 3 与阀 2 两端的压差为 0，制动活塞在弹簧力的作用下动作制动，马达的高低压通过阀 4 的缓冲作用，从而减轻对行走装置的冲击，保护元件。

## 2.4 本章小结

本章就样机中用到的液压系统进行详细的分析。结合工况以及技术要求，对液压系统分成几个重要的部分进行分析，为后面的液压控制系统分析作好了铺垫。从分析可知，本机采用的是负载流量独立分配系统(LUDV)，该控制方式在很多产品上运用，特别是在小挖上，实践证明 LUDV 系统是一种比较节能及人性化的控制方式。下章就几种常见的控制方式进行分析。

## 第3章 液压控制系统分析

目前,针对液压挖掘机的控制系统,主要考虑到的是挖掘机的节能情况以及协调性。针对挖掘中的各种功率损失,世界上许多著名的工程机械和液压件生产厂商相继开发出一系列液压元件和控制技术,以提高挖掘机系统效率。针对挖掘机的协调动作,各公司相继开发了一系列的液压系统,采用了种种控制方法,以便各动作即能独立工作,又能同时协调工作。在绪论中提到,目前用于挖掘机的控制方式主要有电液控制或者纯液压控制。因本机用到的液压系统是纯液压控制方式,所以本章就目前用到的主要几种控制方式即节流控制系统、LS 控制系统、LUDV 控制系统在多负载并联工作情况下进行对比分析。

### 3.1 挖掘机液压控制系统概况

从 20 世纪 80 年代开始,机电一体化技术在液压泵和发动机的联合调节中得到应用,取得了较好的节能效果。它不再追求完全用足发动机的功率,而是根据具体的工作状况使发动机只发出工作所需要的功率,减少功率浪费,同时减轻了发动机的工作强度。进入 90 年代,国外各挖掘机生产商开发了第二代控制系统,不仅对泵和柴油机进行联合调节,而且将主阀和先导阀的控制考虑在内,在保证节能性的同时,进一步提高了挖掘机的操纵性。下面就主要的几种液压控制方式进行说明,为后面的分析比较作准备。

#### 3.1.1 节流控制系统

本文所指节流控制系统主要是从多路阀的控制形式而言,考虑到控制泵的斜盘方式不同,将其分为正流量控制与负流量控制。

##### 3.1.1.1 正流量控制系统

正流量控制的目的是为了用容积调速代替定量系统中的节流调速,以提高系统效率,并在 70~80 年代开始用于液压挖掘机,其原理是用先导压力直接控制泵排量,如图 3-1 所示的原理图,控制压力根据梭阀组取得。在控制

中，随着先导压力的增加，泵排量也相应增加。

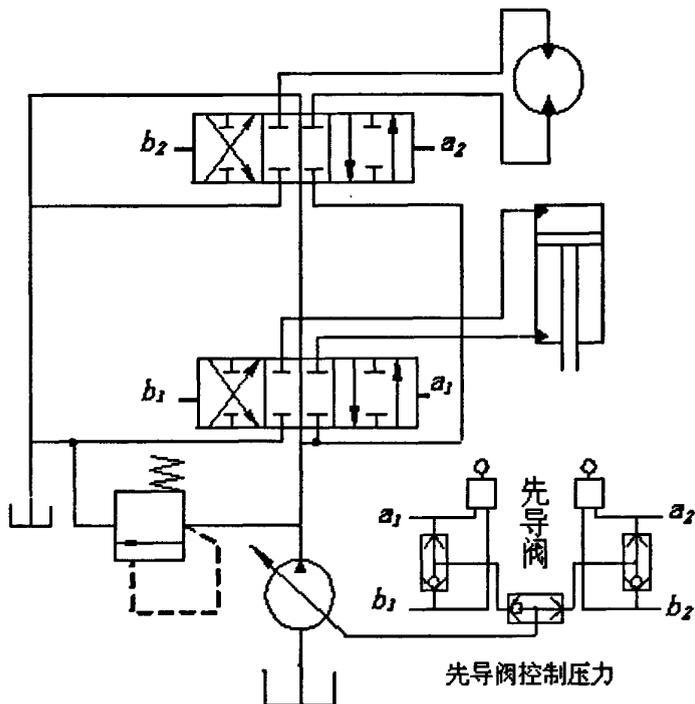


图 3-1 正流量控制系统

正流量控制通常采用先导式三位六通多路阀，比较典型的一种产品是日立建机生产的 EX400 液压控制机，其泵排量与先导操纵压力成正比。当手柄无操作时，先导操纵信号压力为 0，相应泵排量也趋于 0，有效地消除了空流损失；当手柄开始操作时，先导压力开始上升，控制泵排量增加。在这一过程中，仍然需要依靠多路阀的旁路节流作用使泵输出压力升高以克服负载压力。由于系统只输出与先导操纵压力相适应的流量，因此能减少旁路节流损失，但不能完全消除。

梭阀组的存在一直是正流量控制系统中的不足，不但增加了系统的复杂性，而且影响了系统的响应速度。但这种控制简单易行，而且具有一定的节能效果，因而得到了广泛应用，至今仍然有国外的公司对其进行研究，力图使其具有更简单的结构和更好的控制效果。

### 3.1.1.2 负流量控制系统

这种系统有助于消除六通多路阀中产生的空流损失和节流损失，由日本

小松 (KOMATSU) 公司在 20 世纪 80 年代初期首先推出, 用于其著名的 PC 系列挖掘机上, 称为 OLSS (Open Center Load Sensing System) 系统<sup>[90]</sup>。其基本原理是, 在六通阀的旁路回油路上设置流量检测装置, 控制泵排量与旁路回油流量成负载关系, 从而减小旁路回油功率损失。负流量控制技术主要涉及到两个方面: 一是旁路回油流量检测; 二是液压泵的负流量控制。对于流量检测, 不同的公司采用不同的方法。小松公司采用了自己开发的射流元件来检测流量, 其他一些公司如卡特彼勒、日立建机等则直接采用了最简单的小孔节流方式, 无论用哪一种方式, 都是将流量转化为压力表示。在这种系统中, 一般采用具有负流量控制功能的变量泵, 直接将旁路回油压力信号接到泵上的先导压力油入口, 随着这一压力信号的增加, 泵排量相应减小。

除小松公司外, 世界上其他主要挖掘机生产商如日立建机、卡特彼勒等, 都推出了类似的液压系统, 其中包括日立建机在 1986 年开始推出的 EX 系列挖掘机如 EX200、卡特彼勒的 CAT300 系列挖掘机等, 都是应用负流量控制技术的典型例子<sup>[24][34][36]</sup>。除此以外, 世界上一些著名的液压件生产商如德国力士乐公司、日本川崎重工等, 也推出了多种具有负流量控制功能的变量泵以满足市场需要。

### 3.1.2 负荷传感控制系统

为了消除闭中心系统在非重载工况下的功率损失, 在 20 世纪 70 年代, 提出了一种压力补偿措施对液压泵进行流量补偿的解决方案。因流量补偿需要将负载压力信号作为控制的反馈信号, 所以后来把流量补偿通常称为负荷传感控制<sup>[90]</sup> (Load Sensing: LS), 负荷传感控制能使液压泵的输出压力和流量自动适应负载的要求, 有效提高液压系统的效率。目前, 对负荷传感尚没有明确的定义, 但是作为一个系统的概念, 负荷传感具有广泛的意义。这里特别说明的是, 文中下述的负荷传感概念仅局限于闭中心变量系统的范围。

负荷传感控制能使泵的输出压力和流量自动适应负载需求, 大幅度提高液压系统效率。将负荷传感控制用于类似挖掘机这样的行走式工程机械, 直到 1988 年才在欧洲真正用于液压挖掘机。进入 90 年代后, 日本也开始加以研究, 并推出了一系列相应的挖掘机产品, 如小松公司的 PC200-6、日立建机的 EX200-2 等。将负荷传感控制应用于液压挖掘机时, 为了保证正常工作, 泵输出压力只能与最高的负载压力适应, 即负荷传感控制只在最高负载回路上起作用, 对其他负载压力较低的回路采用压力补偿, 以使阀口压差继续保

持定值。当阀口开度过大,使系统要求的流量超出泵的供油能力时,最高负载回路上的执行元件速度将会降低直到停止运动,使挖掘机动作失去协调性。

### 3.1.3 负载独立流量分配系统

解决负载传感存在的问题,在多路阀上采用流量分配型的压力补偿措施。在此方案中,压力补偿阀设在多路阀的下游,各执行元件中的最高压力信号被传递给所有压力补偿阀和液压泵。在负荷传感控制中,传统的压力补偿阀是基于定差减压原理,而上述流量分配型的压力补偿阀是基于比例溢流阀原理。最高负载压力信号被作为比例控制信号传递给所有的压力补偿阀,使所有多路阀的输出压力都被限定在同样的压力即最高负载压力下,而负荷传感控制器也在最高负载压力的作用下,对液压泵排量进行控制,使泵输出的压力比最高负载压力高出一个固定值。这样,所有的多路阀阀口上的压差就可以控制在同一个值。即使泵输出流量不足,无法维持多路阀阀口上正常的负荷传感压差,但在溢流型压力补偿阀的作用下,仍然可以使所有多路阀阀口上的压差继续保持一致。在这种情况下,虽然各执行机械的工作速度会降低,但由于所有阀口上的压差一致,因此各执行机构的工作速度之间成比例关系仍然保持不变,从而保证了挖掘机动作的准确性。

综上所述,此控制系统的主要特点是与负载压力无关的控制。而作为节流控制的正控制和负控制都做不到这一点,许多液压系统采用独立流量分配系统的主要原因是基于其良好的控制性能,节能次之。

当时德国有关专家曾对液压挖掘机的几种系统进行过比较,得出次级负荷传感系统能更好地满足液压挖掘机独特的功能要求。这可以解释为什么力士乐公司在液压挖掘机上放弃了负流量控制而前瞻性地决定采用了最先进最有前途的负载独立流量分配系统(LUDV)。博世力士乐公司 LUDV 系统除了节能和良好的控制性能,还结合现代小型挖掘机的要求有许多独特的优点和功能。因此本论文主要针对于此控制系统进行必要的研究。以下就节流控制、LS 控制与 LUDV 控制分节对比分析。

## 3.2 节流控制系统

节流控制系统是挖掘机上使用较早的一种控制方式,比如现在用于小挖

的东明四泵节流控制液压系统就是其中一种，而博世力士乐公司较早的节流控制形式一般为旁路节流。

### 3.2.1 节流控制系统的控制原理

如图 3-2 所示<sup>[1][37]</sup>，该图说明了源自定量泵系统的节流控制形式在中位、精调阶段和全开阶段的流动状况。

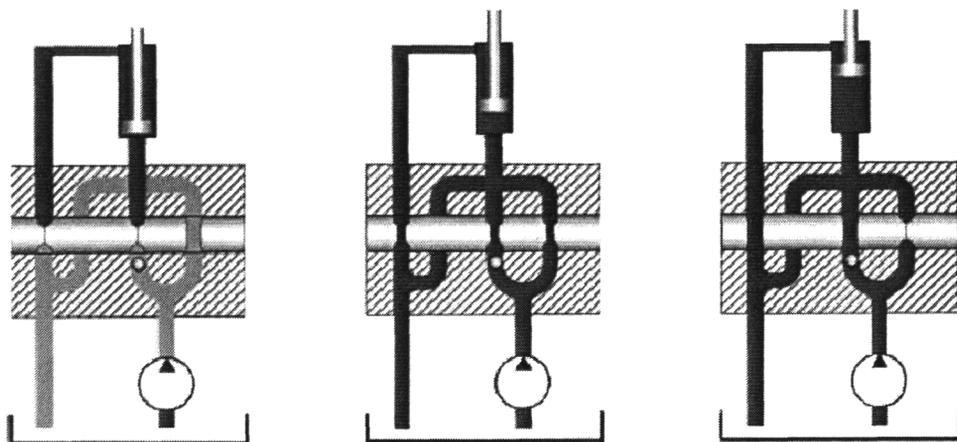


图 3-2 节流控制流动状况

在中位时，泵卸荷；在精调阶段时，一部分油回油，另一部分去负载，从而实现小流量情况下的精细作业；在全开阶段，液压油的回油口断开，全部进入负载，进行快速作业。实际上，每个换向联可相当于一个三位四通的回油阀与一个三位二通的换向阀叠加而成。无论是正流量控制还是负流量控制，都存在旁路节流的特点。正流量控制通过旁路节流建立起工作压力，负流量控制通过回油压力控制泵的排量。

### 3.2.2 节流控制系统的特性分析

如图 3-3 所示，P 口分两条支路分别进入两个换向联，实现并联方式，因此负载 1 的工作不会将负载 2 切断。对于并联系统，每个换向联的入口压力都相等，都来自同一压力 P，有多少联的换向阀，就分成多少条支路。前联的工作与否，并不会切断供油压力 P，各工作联互不干扰。取两联来研究其控制特性及协调性，根据文献[1，28]可以得到如图 3-4 所示的曲线图。

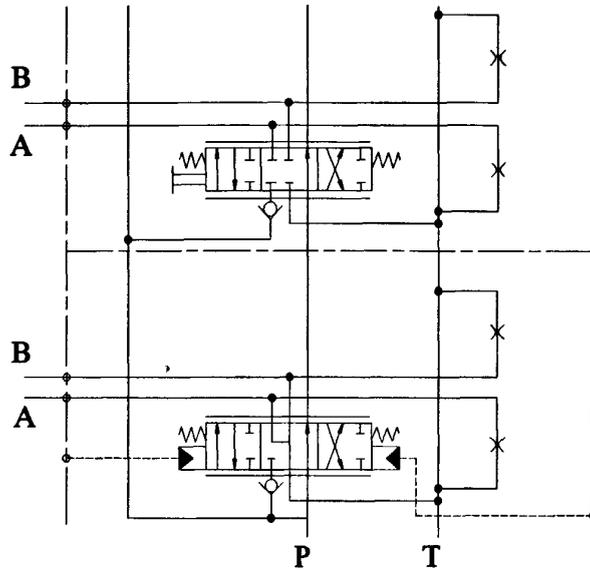


图 3-3 用户间并关节流控制系统

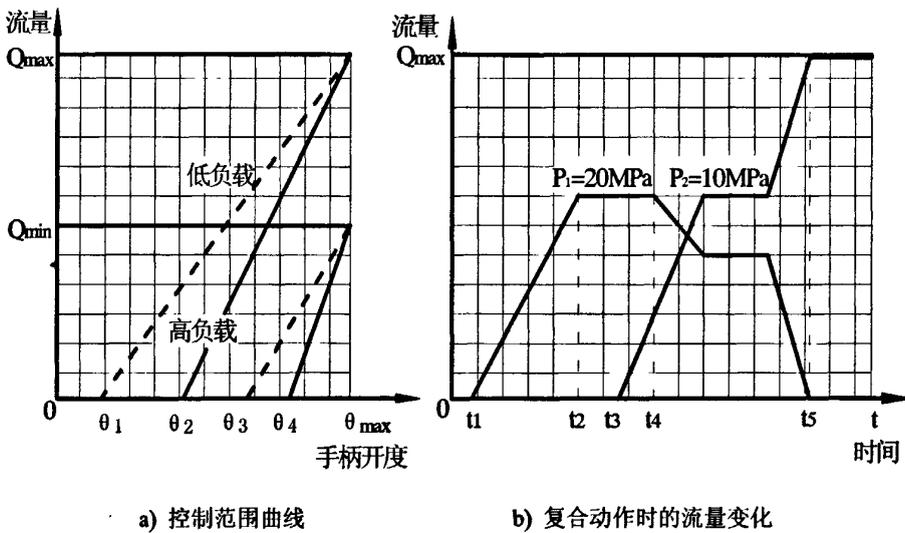


图 3-4 用户间并联系统的特性曲线

图 3-4a 分四个方面考虑节流控制的单负载运行的控制范围，其一是在最大流量高负载情况，其二是在最大流量低负载情况，其三是在最小流量高负载情

况，其四是最小流量低负载情况。从图中得到：各控制起点分别在手柄开度为  $\theta_1$ ,  $\theta_2$ ,  $\theta_3$  和  $\theta_4$ ，各控制范围分别为  $\theta_{max}-\theta_1$ ,  $\theta_{max}-\theta_2$ ,  $\theta_{max}-\theta_3$  和  $\theta_{max}-\theta_4$ ，因此，在同一输入流量情况下，低负载用户比高负载用户的控制起点提前，随着负载的增加，其控制范围相应减小；针对同一负载，最大流量比最小流量情况下的控制起点提前，相应控制范围也大。所以并环节流控制系统的控制范围与控制起点受以下几点影响：其一是流量大小；其二是负载大小。图 3-4b 显示了复合动作的流量变化曲线，其中负载 1 压力为 20MPa，负载 2 的压力为 10MPa，在  $t_1 \sim t_2$  时间段内，负载 1 对应的主阀开口增加，其流量相应增加，在时间  $t_3$  时，负载 2 对应的主阀开口开始增加，到时间为  $t_4$  时，两流量之和大于泵所提供的最大流量，随着负载 2 的阀口进一步增加，因负载 2 的压力比负载 1 低，负载 2 的流量增加，负载 1 的流量减小，直到时间  $t_5$  时，重负载 1 停止运行。因此，此控制方式下的多用户复合动作时，如出现流量供应不足，低负载用户可以导致高负载用户速度减小直至停止，其复合工作较差。

### 3.2.3 节流控制系统的特点

从换向阀的结构以及各开口度下的流通情况，并接合其控制特性，我们可以得出节流控制系统的特点。

首先优点为：结构简单、耐用；价格便宜；对于油液的污染不特别敏感。

其次缺点在于：控制与负载的变化有关，高压、小流量时控制范围较窄；用户之间相互影响；两个以上负载同时动作，有可能导致较高负载变慢甚至停止；效率比较低，需要较大的冷却器；不宜用于安全性要求较高的场合，比如起重机等。

因此，节流控制系统不是其效率不高，就是控制性不好。因此就要求有一种系统即有较高的效率，又有很好的可控性，这就要求通过操纵阀的流量能够按用户的要求进行控制，如图 3-5 所示，根据伯努利流量方程：

$$Q = KA\sqrt{\Delta P}$$

其中  $K$ —流量常数；  
 $A$ —阀开口面积；  
 $\Delta P$ —阀口前后压差

因此流量（即速度）不仅仅与节流口（即

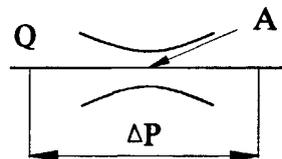


图 3-5 节流阀

阀的开口)面积有关,而且与负载压力有关,如果通过压力补偿保证 $\Delta P$ 恒定,那么流量就只与阀的开口面积有关,与负载的变化无关,这就是所谓的负荷传感系统。

### 3.3 负荷传感控制系统 (LS)

负荷传感控制系统的形式一般分为开芯系统和闭芯系统,其中开芯系统由定量泵、三通减压阀和溢流阀组成;闭芯系统由变量泵和带有 LS 功能的阀组成。在开芯系统中,泵总是输出 100% 的流量,系统的压力就为负载压力和压力补偿阀压力 $\Delta P$ 之和,此形式的系统存在着较多的溢流损失与部分的节流损失。在闭芯系统中,泵输出外负载所需的流量,此形式的系统没有溢流损失,但存在着部分的节流损失与低负载用户的节流损失。因此,负荷传感系统相比节流控制系统而言,其节流损失减少很多,因此系统的效率提高。因变量泵能够按需提供流量,因此目前用负荷传感的大多数小型液压挖掘机采用闭芯液压系统。以下就闭芯负荷传感控制系统进行控制特性分析。

#### 3.3.1 LS 的控制原理

如图 3-6 所示,两个执行元件的负荷压力分别传感到各自的压力补偿阀,其中经梭阀得到的较高的压力 $P$ 再传送到变量泵去控制斜盘角度。因此,负荷传感系统的主要特征是时刻检测负载压力和液压泵的输出压力,根据负载的瞬时需求,调整液压泵的输出流量大小,即按负载需求对液压泵的流量进行瞬时控制。因而从本质上讲负荷传感系统是基本的功率匹配系统。

如图中所示,当加上定差减压阀 2、8 后,则操纵阀压差为:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{F_{\text{弹簧}}}{A} \sim \text{恒定}$$

其中  $\Delta P$ —操纵阀压差;

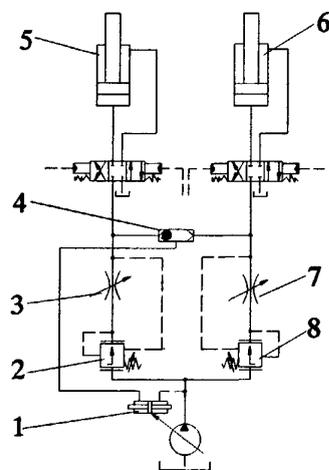


图 3-6 LS 系统原理图

- 1—流量调节阀; 2、8—压力补偿阀;  
3、7—模拟操纵阀; 4—梭阀;  
5、6—模拟负载

- $P_1$ —压力补偿阀阀后压力;  
 $P_2$ —操纵阀阀后压力;  
 $F_{弹簧}$ —压力补偿阀弹簧压力;  
 $A$ —压力补偿阀作用面积

因其压差基本恒定,对于单个用户而言,其负载特性较好,并且当流量供应充足时,有很好的复合控制性。

### 3.3.2 LS 闭芯系统的特性分析

从节流控制特性曲线看出,其控制起点、控制范围受负载、流量的影响,复合动作时,并联用户间也相互影响。根据文献[1, 28]得到的特性曲线图如 3-7 所示,其中包括控制范围以及复合运行情况。

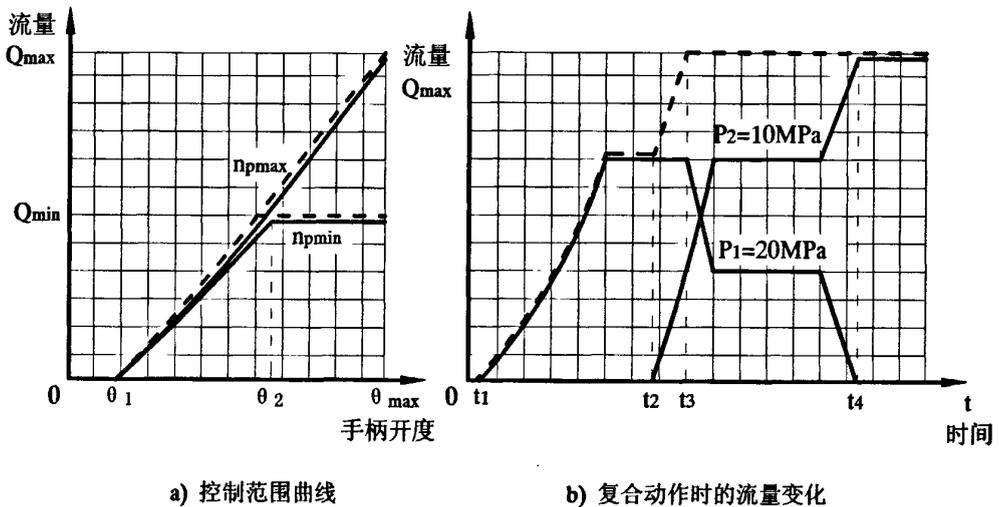


图 3-7 LS 控制系统特性曲线

如图 3-7a 所示,其中虚线表示泵的流量变化,实线表示负载的流量变化,重负载与轻负载重合。从图中可以看出,无论泵的转速为最高  $n_{pmax}$  或者最低  $n_{pmin}$  时,负载的控制起点都是  $\theta_1$ ,因此控制起点不受负载大小与流量大小的影响;最高转速与最低转速情况下的控制范围分别为  $\theta_{max}-\theta_1$  与  $\theta_2-\theta_1$ ,即转速越高,控制范围越大,因此,控制范围受流量大小的影响。如图 3-7b 所示为复合动作流量变化情况,实线表示了两负载的流量变化曲线,压力为 20MPa 的重负载 1 从  $t_1$  开始增加到某一值,压力为 10MPa 的轻负载 2 从  $t_2$  开始增加,在  $t_3$  时刻开始,两负载所需流量大于了泵所提供的最大流量,此时,随着负

载 2 对流量需求的进一步增加, 负载 1 的流量减小, 直到  $t_4$  时刻轻负载 2 的流量占据了所有流量, 重负载 1 停止运行。在图中,  $t_1 \sim t_3$  之间为流量非饱和区域, 其余为流量饱和区, 从分析得到, 此控制方式特点是在流量饱和区域内低负载用户可以降低高负载用户的速度直至停止。

### 3.3.3 LS 控制系统的特点

LS 控制系统可以控制单个用户系统, 也可以控制多个用户系统, 并且泵所提供的流量应该满足系统的需要, 压力补偿阀才能起相应的作用, 否则与节流系统无异。当流量供应不足时, 根据液体流向压力较低的支路, 所以低负载用户将抢占高负载用户的流量, 使其速度降低甚至停止。因此 LS 控制系统适用于流量供应充足的系统, 但目前为了降低设备造价, 装机功率不可能也没有必要达到设备各个部分所耗最大功率的总和。因此, 常利用尽可能小的装机功率完成所需要完成的工作, 使设备更加小巧、精密, 性能价格比更高, 在市场上更具竞争力。那么, 系统就非常可能为流量饱和的形式, 为使其仍能具备负荷敏感的优势, 人们开发了下面要分析与负载无关的流量分配系统简称 LUDV 系统, 以弥补 LS 系统在饱和状态的缺陷。

## 3.4 负载独立流量分配系统 (LUDV)

低压执行器当出现流量饱和时, 合理的解决办法是让各执行器都相应地减少供油量, 对应各阀杆操作行程按比例分配流量。实现的途径是将压力补偿器进行改进, 让它起负荷均衡器的作用, 通过对低压回路的压力补偿器进行节流使之与高压回路的负载压力相同, 这样各路负荷相等, 避免了液压油优先流向低压回路的问题。通过压力补偿阀的均衡负荷作用, 使所有阀杆的进出口压差都相等, 执行器同时动作时, 通过各阀杆的流量只与阀杆的行程有关。当流量饱和时, 根据各阀的行程等比例分配各路的流量。通常称具有该功能的系统为分流比负载敏感系统, 就是所谓的负载独立流量分配系统<sup>[9]</sup>。

### 3.4.1 LUDV 的控制原理

图 3-8 所示为 LUDV 原理图, 我们可以看出, LUDV 系统与普通负载传感不同的是:

1. 压力补偿阀 3、7 设在节流阀 2、8 之后。

2. 负载压力信号取的是由梭阀 6 决定的系统中的最高负载信号，而不是取自自身。

根据压力补偿阀的受力平衡可得：

$$\begin{aligned} P_i \times A_k &= P_m \times A_k + F_k \\ P_i - P_m &= F_k / A_k \\ P_i &= P_m + F_k / A_k \end{aligned} \quad (3-1)$$

式中  $P_i$ —操纵阀 2、8 阀后压力；

$P_m$ —最大负载压力；

$A_k$ —补偿阀 3、7 作用面积；

$F_k$ —补偿阀 3、7 弹簧压力；

$P_p$ —泵的出口压力；

$\Delta P_i$ —操纵阀 2、8 的压力损失

因为弹簧刚度很小，所以  $F_k$  很小，即  $P_i$  基本相等。

由式 (3-1) 可得：

$$\Delta P_1 \approx \Delta P_2 \approx \dots \approx P_p - P_i \quad (3-2)$$

从公式中看出，所有节流环节（即所有多路阀的开口前后）的压差都相等。则图 3-8 流经两阀的流量：

$$Q_1 = C_1 A_1 \sqrt{2\Delta P_1 / \rho} \quad (3-3)$$

$$Q_2 = C_2 A_2 \sqrt{2\Delta P_2 / \rho} \quad (3-4)$$

式中  $C_1$ 、 $C_2$ —流量常数；

$A_1$ 、 $A_2$ —操纵阀 2、8 的开口面积；

$\rho$ —油液的密度

根据式 (3-1)、(3-2)、(3-3) 和 (3-4) 可知，两回路所得流量只与换向阀开度成比例，速度刚度好。一般我们将  $\Delta P$  作为系统控制的  $\Delta P$ 。流量充足， $\Delta P_1 = \Delta P_2 = \dots = P_p - P_i$ ，泵提供总的并与所有阀的开口成比例的流量。当系统处于饱和状态， $\Delta P_1$ 、 $\Delta P_2$  的值下降，但仍然  $\Delta P_1 = \Delta P_2$ ，泵提供仍与所有阀的开口成比例的流量，即仍与负载无关。

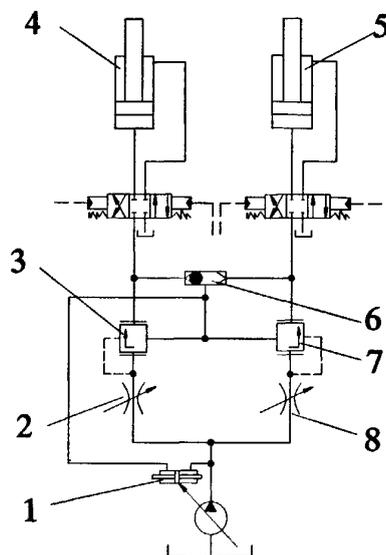


图 3-8 LUDV 系统原理图

1—流量调节阀；2、8—模拟操纵阀；  
3、7—压力补偿阀；4、5—模拟负载；  
6—梭阀

### 3.4.2 LUDV 闭芯系统的特性分析

根据文献[1, 28]得到的 LUDV 控制系统的特性曲线如图 3-9 所示:

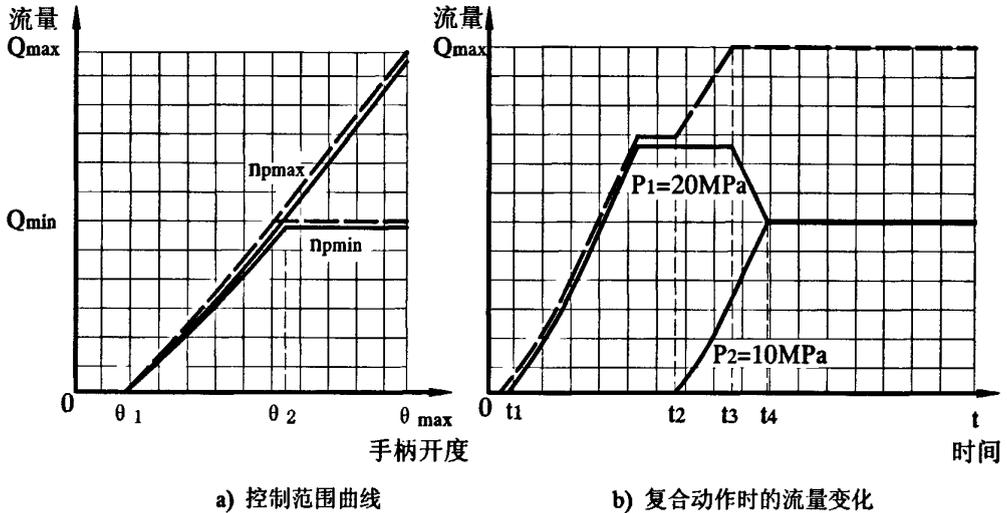


图 3-9 LUDV 控制系统的特性曲线

如图 3-9a 所示, 与 LS 控制系统一样, 其控制起点与负载大小和流量大小无关, 控制范围受流量大小的影响。如图 3-9b 所示为复合动作流量变化情况, 实线表示了两负载的流量变化曲线, 压力为 20MPa 的重负载 1 从  $t_1$  开始增加到某一值, 压力为 10MPa 的轻负载 2 从  $t_2$  开始增加, 在  $t_3$  时刻开始, 两负载所需流量大于了泵所提供的最大流量, 此时, 随着负载 2 对流量需求的进一步增加, 负载 1 的流量减小, 与 LS 控制系统不同在于: 负载 1 与负载 2 的流量是与各阀开口面积成比例的变化, 直到  $t_4$  时刻各阀开口面积一样, 此时两负载的流量也一样。在图中,  $t_1 \sim t_3$  之间为流量非饱和区域, 其余为流量饱和区, 从分析得到, 此控制方式特点是在流量饱和区域内低负载用户不会降低高负载用户的速度, 实现了复合动作的协调性。

### 3.4.3 LUDV 控制系统的流量分配与功率分配

图 3-10 显示了在系统中 LUDV 的流量分配曲线, 最下面曲线图表示泵的最大供给流量 80L/min。整个过程由虚线分成四大部分: 第一部分是各操纵阀的开口不变, 相应的流量维持不变; 第二部分是负载 2 的操纵阀开口开始增加, 直到两负载流量的和刚好等于泵的最大输出流量; 第三部分是负载

2 的操纵阀开口进一步增加, 此时流量供应不足, 负载 2 的流量增加的同时, 负载 1 按开口面积比相应减少;

第四部分是分别成比例分配并达到平衡阶段。当通过阀 1 流量为 70L/min, 阀 2 流量上升到 40L/min 时, 流经两阀的总流量 110L/min, 超过当前泵的最大供给流量 70L/min, 就按比例向各阀分配流量, 此时流过阀 1 和阀 2 的流量分别为:

$$Q_1 = 70 \times (80/110) = 50.9 \text{L/min}$$

$$Q_2 = 40 \times (80/110) = 29.1 \text{L/min}$$

比例分配说明其优良的操纵性。另外从功率损失方面考虑, LUDV 系统相应地少了溢流损失与节流损失, 但为了满足流量饱和情况下的协调性, 所采取的压力

补偿阀通过产生部分压力损失, 以便实现各操纵阀出口负载压力相等, 产生的补偿压力因流量存在便产生功率损失, 因此本控制系统一般多用于负载相差不大的系统。本例中考虑三个动作复合运行的情况, 如果负载 1 的压力最大, 负载 2 的压力最小, 多用户并联系统的功率分配曲线如图 3-11 所示, 可得:

$$N_{\text{总}} = (Q_1 + Q_2 + Q_3) \times (P_1 + \Delta P_1)$$

$$N_{\text{损1}} = Q_1 \times \Delta P_1$$

$$N_{\text{损2}} = Q_2 \times (\Delta P_1 + \Delta P_2) \quad (3-5)$$

$$N_{\text{损3}} = Q_3 \times (\Delta P_1 + \Delta P_3)$$

$$N_{\text{总损}} = N_{\text{损1}} + N_{\text{损2}} + N_{\text{损3}} = (Q_1 + Q_2 + Q_3) \Delta P_1 + Q_2 \Delta P_2 + Q_3 \Delta P_3$$

式中  $N_{\text{总}}$ —系统消耗的总功率;

$N_{\text{损1}}$ 、 $N_{\text{损2}}$ 、 $N_{\text{损3}}$ —负载 1、负载 2、负载 3 的功率损失

由式 (3-5) 可知, 由于  $P_1$  远大于  $\Delta P$ , 故对于单负载系统, 理论上系统效率可以达到 95% 以上, 但对于多负载时, 如果负载压力相等的话, 与单缸

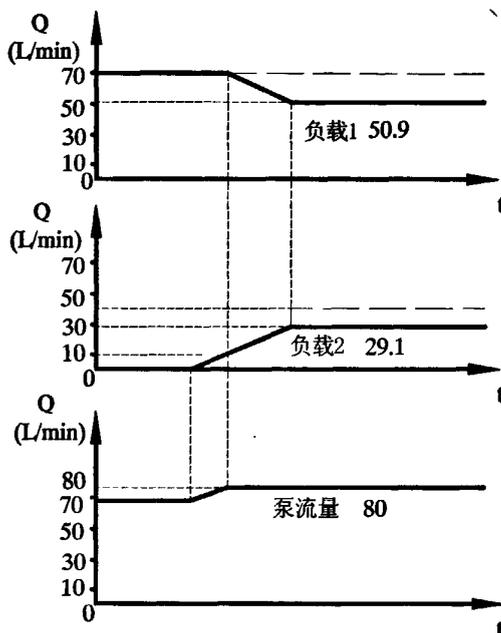


图 3-10 LUDV 流量分配

动作时的效率相同，负载压力相差越大，损失越多。

### 3.4.4 LUDV 控制系统的特点

通过以上节流控制系统、LS 控制系统以及 LUDV 控制系统比较分析得到 LUDV 控制系统的优点在于<sup>[97]</sup>：

1. 多个负载在微控范围内同时进行精密控制，与负载无关；
2. 通过置后的压力补偿阀，改善了流量饱和系统；
3. 容易对系统进行扩展，较小的接管费用；
4. 系统效率比节流控制高，即冷却器较小。

从实际来看，小型挖掘机的各个工作之间的压力相差不是很大，而对于大型挖掘机，因其自重很大等原因，导致复合动作时，各个负载间压力相差很大，根据效率损失分析可知 LUDV 系统适合小型挖掘机。但是，LUDV 系统同样存在一些不足，首先，当采用斜盘式油泵时，其系统对油液污染较敏感；其二，通过实践证明其系统对震动也很敏感；另一方面，在流量不足时降低控制范围。

因此应该注意的是：用于多负载系统时，应让经常同时运动的负载压力尽可能的接近，否则，多个负载以不同的压力工作时系统效率较低，也就是说，与泵控系统相比时需要的冷却器要大。基于以上问题，LUDV 系统还有待于进一步优化。

## 3.5 本章小结

本章全面分析了目前液压挖掘机的几种控制形式，详细介绍了博世力士乐公司的节流控制系统、负荷传感系统与 LUDV 控制系统，主要从各自的工作原理、特性曲线与协调性方面进行了全面的分析，为接下来的控制系统的仿真提供了理论基础与判断标准。

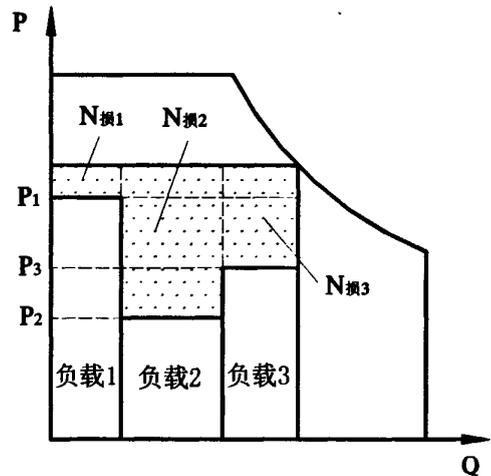


图 3-11 多用户并联的功率分配

## 第4章 液压控制系统仿真

本章利用 AMESim 仿真软件,首先在流量饱和情况下,对负荷传感与流量独立分配控制系统进行了建模和动态仿真并对仿真结果进行对比分析,分析了各自的复合动作情况。其中针对负载的变化对流量的影响情况和阀口开口面积对流量的影响情况进行了对比分析;其二以建立的 LUDV 模型为基础,根据样机 PZ70-7 的液压系统原理图以及相关参数,增加并完善了部分液压件模型如液压泵的控制系統、一次安全阀、二次安全阀、冲洗阀等,并运用了 AMESim 软件的超级元件功能建立了比较完善的液压系统,得出了一系列曲线,并与后面的样机测试结果作比较,论证系统模型的正确与否,提出一种新型的液压系统设计方法。

为了达到上面的目的,首要任务就是建立数学模型,然后才可能进行计算机仿真研究,而建模是一件相当复杂的工作。AMESim(Advanced Modeling Environment for Simulation of engineering systems)是一个图形化的开发环境,用于工程系统建模、仿真和动态性能分析<sup>[90]</sup>。面向工程应用的定位使得 AMESim 成为在汽车、液压和航天航空工业研发部门的理想选择。工程设计师完全可以应用集成的一整套 AMESim 应用库来设计一个系统,所有的这些来自不同物理领域的模型都经过严格的测试和实验验证的。AMESim 软件的建模过程主要分为 AMESim 模型图标符号输入、AMESim 模型类型选取、AMESim 参数的设定与 AMESim 模型运行四个步骤,本文对控制系统的建模仿真基本按照此步骤完成。

### 4.1 LS 与 LUDV 系统建模

本节的目的是针对目前挖掘机上使用较多的两种液压控制系统 LS 和 LUDV 进行对比仿真。不同于以往的分析,以实际的数据和曲线直观地说明了各系统的负载特性和用户间的影响情况。

#### 4.1.1 控制系统原理图

如图 4-1 所示,为两系统的原理图。本仿真以此作为基础,以 AMESim

软件建模仿真。

LS 控制系统的原理是：当负载 5 与负载 6 同时工作时，通过操纵阀 3、7 的压差分别由各自的压力补偿阀 2、8 控制，根据压力补偿阀上的受力平衡，压差维持在压力补偿阀的弹簧设定压力约为 1.4MPa。LUDV 控制系统的原理是：当负载 12、13 同时工作时，通过操纵阀 10、16 的压差分别由各自的压力补偿阀 11、15 控制，因压力补偿阀的一端压力都来自于梭阀的最大负载压力，使操纵阀 10、16 的出口压力相等，因操纵阀的入口压力都为泵的出口压力，所以两操纵阀的压差基本相等。其压力一般为 2MPa。

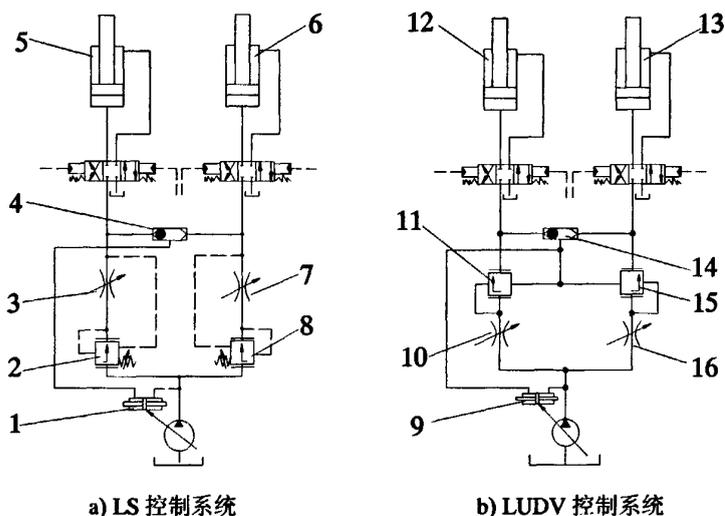


图 4-1 LS 与 LUDV 控制系统原理图

- 1、9—流量调节阀；2、8、11、15—压力补偿阀；3、7、10、16—模拟操纵阀；  
4、14—梭阀；5、6、12、13—模拟负载

从图 4-1 看出，两控制系统的不同之处在于：

1. 对于 LS 控制系统，压力补偿阀 2、8 位于模拟操纵阀之前；对于 LUDV 控制系统，压力补偿阀 11、15 位于模拟操纵阀 10、16 之后。

2. 对于 LS 控制系统，来自梭阀 4 的最大压力仅反馈到流量调节阀 1 上；对于 LUDV 控制系统，来自梭阀 14 的压力不仅反馈到流量调节阀 9 上，还作用于压力补偿阀 11、15 上。

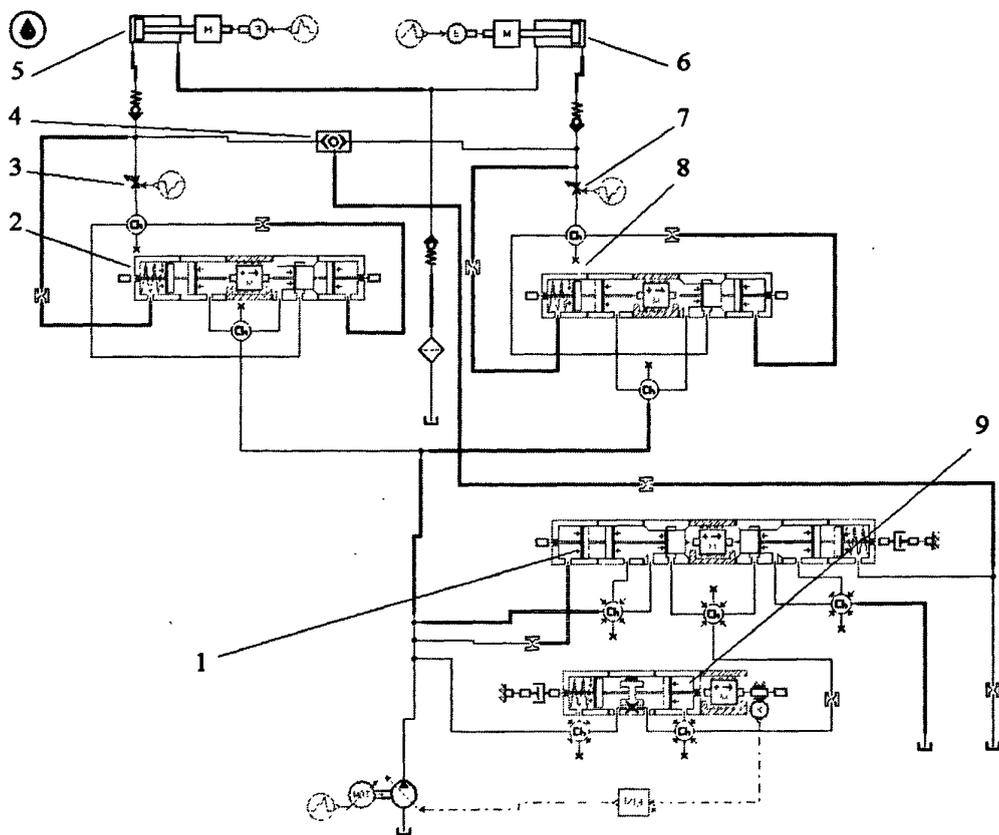
#### 4.1.2 控制系统建模

文中用到的库主要有机械库、液压库、信号库等，其中压力补偿阀 2、8、

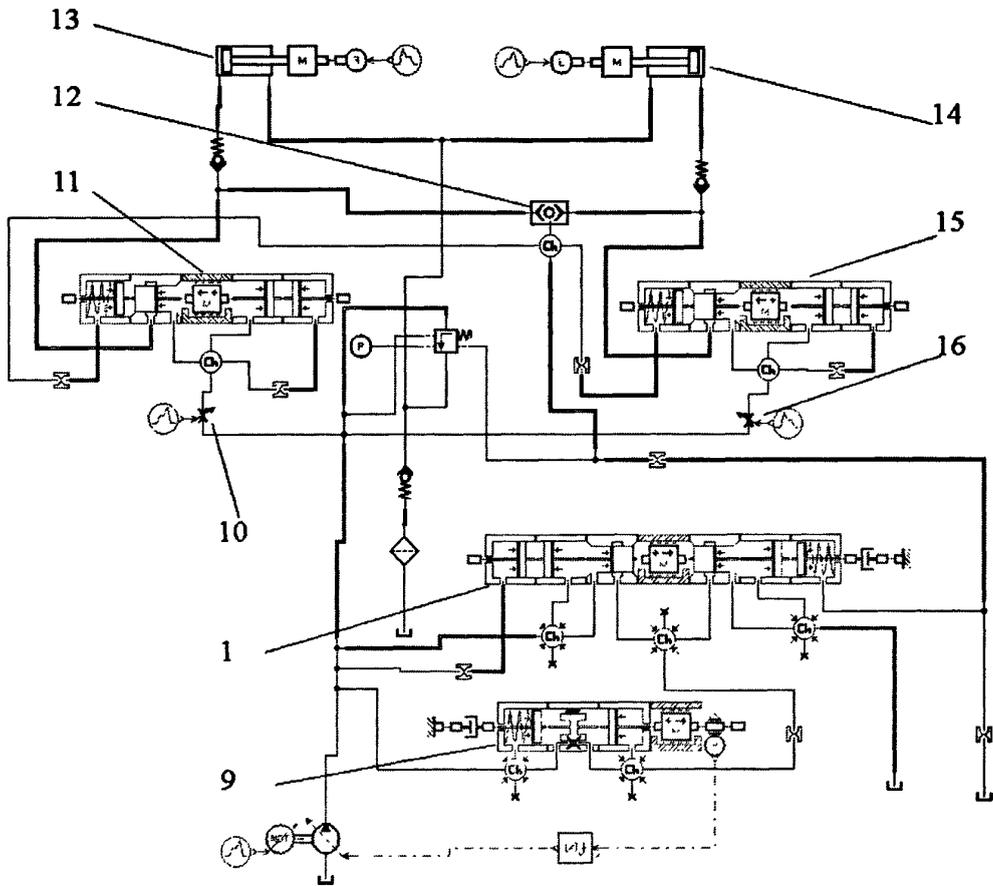
11、15 以及流量调节阀 1、9 因软件没有此类模型，因此采用 AMESim 软件所带的液压元件设计库进行设计。其建模步骤为：首先根据各控制阀的结构以及工作原理，通过液压元件设计库提供的模块设计各控制阀，然后在各库中选取动力装置、变量液压泵以及各控制信号，最后根据原理图 4-1 建立起如图 4-2 所示的仿真模型。

仿真的关键是元件模型的选择和参数的设定。对液压系统进行仿真时，系统整体结构的数学模型及结构参数和实验数据很重要，精确地设定这些参数往往要比确定系统的数学关系式困难得多。很多参数没有办法精确设定，只有通过不断仿真进行参数调整。

在本系统中，各阀阀芯的主要参数如表 4-1 所示，弹簧的主要参数如表 4-2 所示，其中压力补偿阀 11、15 的弹簧刚度与预压力不设置。各阀芯参数以及液压缸参数设定如图 4-3 至图 4-7 所示。



a) LS 控制系统仿真模型



b) LUDV 控制系统仿真模型

图 4-2 液压控制系统仿真模型

1—流量调节阀；2、8、11、15—压力补偿阀；3、7、10、16—模拟操纵阀；  
4、12—梭阀；5、6、13、14—模拟负载；9—变量液压缸

表 4-1 阀芯主要参数

名称	位移 (mm)	质量(kg)	直径(mm)
LS 控制阀 1	-3~+3	0.01	7
压力补偿阀 2、8	0~+8	0.02	15
压力补偿阀 11、15	0~+5	0.02	10

表 4-2 弹簧主要参数

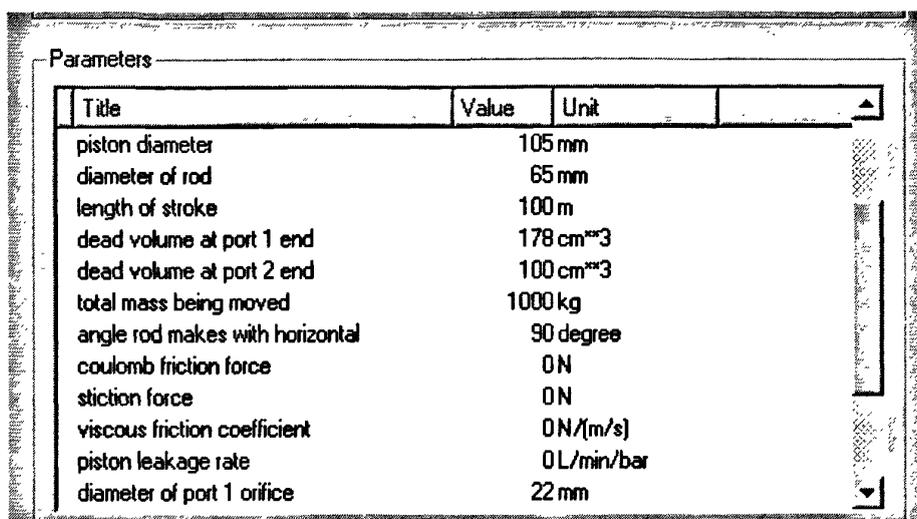
名称	刚度 (N/mm)	预压力 (N)
LS 控制阀 1	8.7	92.6
变量液压缸 9	8.8	320
压力补偿阀 11、15	5	247

Parameters			
Title	Value	Unit	
index of hydraulic fluid	0		
spool diameter	7 mm		
rod diameter	5 mm		
maximum flow coefficient	0.7 null		
critical flow number	100 null		
underlap corresponding to zero displacement	0 mm		
underlap corresponding to maximum area	1e+030 mm		
chamber length at zero displacement	0 mm		
rounded corner radius	0.005 mm		
clearance on diameter	0.003 mm		
jet force coefficient	0 null		

图 4-3 LS 控制阀 1 的阀口参数

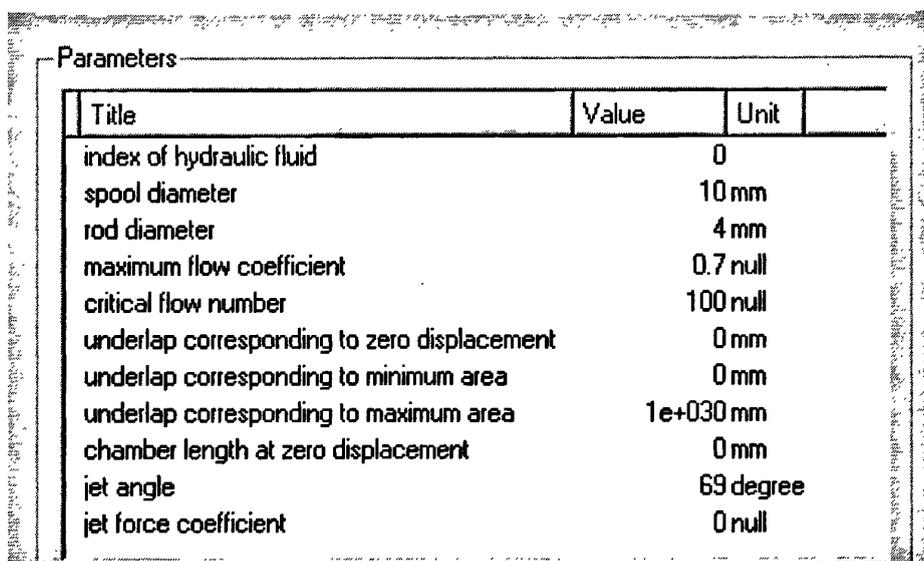
Parameters			
Title	Value	Unit	
index of hydraulic fluid	0		
spool diameter	15 mm		
rod diameter	7 mm		
maximum flow coefficient	0.7 null		
critical flow number	100 null		
underlap corresponding to zero displacement	0 mm		
underlap corresponding to minimum area	0 mm		
underlap corresponding to maximum area	1e+030 mm		
chamber length at zero displacement	0 mm		
jet angle	69 degree		
jet force coefficient	0 null		

图 4-4 压力补偿阀 2、8 的阀口参数



Title	Value	Unit
piston diameter	105 mm	
diameter of rod	65 mm	
length of stroke	100 m	
dead volume at port 1 end	178 cm <sup>3</sup>	
dead volume at port 2 end	100 cm <sup>3</sup>	
total mass being moved	1000 kg	
angle rod makes with horizontal	90 degree	
coulomb friction force	0 N	
stiction force	0 N	
viscous friction coefficient	0 N/(m/s)	
piston leakage rate	0 L/min/bar	
diameter of port 1 orifice	22 mm	

图 4-5 变量液压缸 5、13 模型参数



Title	Value	Unit
index of hydraulic fluid	0	
spool diameter	10 mm	
rod diameter	4 mm	
maximum flow coefficient	0.7 null	
critical flow number	100 null	
underlap corresponding to zero displacement	0 mm	
underlap corresponding to minimum area	0 mm	
underlap corresponding to maximum area	1e+030 mm	
chamber length at zero displacement	0 mm	
jet angle	69 degree	
jet force coefficient	0 null	

图 4-6 压力补偿阀 11、15 的阀口参数

仿真时主要考虑的是系统的复合动作，主要涉及到泵的控制部分、模拟操纵阀、压力补偿阀以及液压缸。图 4-2 为应用 AMESim 软件建立的液压系统仿真模型。液压输入取带流量调节的变量泵，排量为 71ml/r，最高输入转速为 2200r/min。液压缸选用系统模型 HJ010，管道选用系统模型 HL000、HL02、HL01 等。压力补偿阀、流量调节阀与变量液压缸模型，利用 HCD 液

压元件设计库分别建立其机械模型,如图中所示的压力补偿阀 2、8 等的模型。控制油管的管径为 8mm,吸油管的管径为 60.3mm,压力油管的管径设为 19mm,回油管的管径为 32mm。

Parameters			
Title	Value	Unit	
piston diameter	90 mm		
diameter of rod	60 mm		
length of stroke	100 m		
dead volume at port 1 end	200 cm <sup>3</sup>		
dead volume at port 2 end	150 cm <sup>3</sup>		
total mass being moved	800 kg		
angle rod makes with horizontal	90 degree		
coulomb friction force	0 N		
stiction force	0 N		
viscous friction coefficient	0 N/(m/s)		
piston leakage rate	0 L/min/bar		
diameter of port 1 orifice	22 mm		

图 4-7 变量液压缸 6、14 模型参数

因本系统涉及到的参数很多,此处列举了其大部分,其它参数在默认的参数下稍作修改得到。

## 4.2 LS 与 LUDV 系统仿真

### 4.2.1 负载的变化引起流量的变化情况

为了 LS 与 LUDV 系统更好的比较,两系统的输入条件设定一样,模拟操纵阀的最大开口信号为 60,负载 2 的负载压力为 90kN,相应的操纵阀开口信号设为 30;负载 1 的压力如图 4-8 所示,相应操纵阀的开口信号分别为

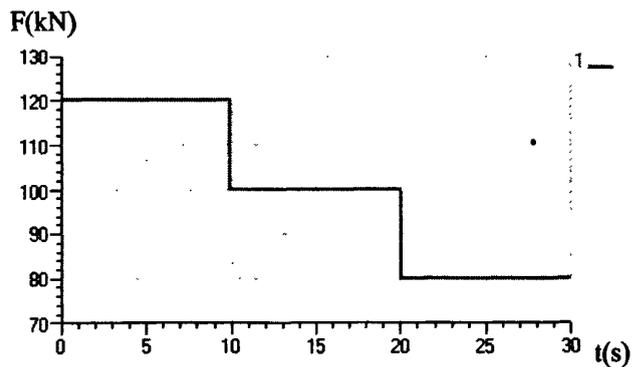
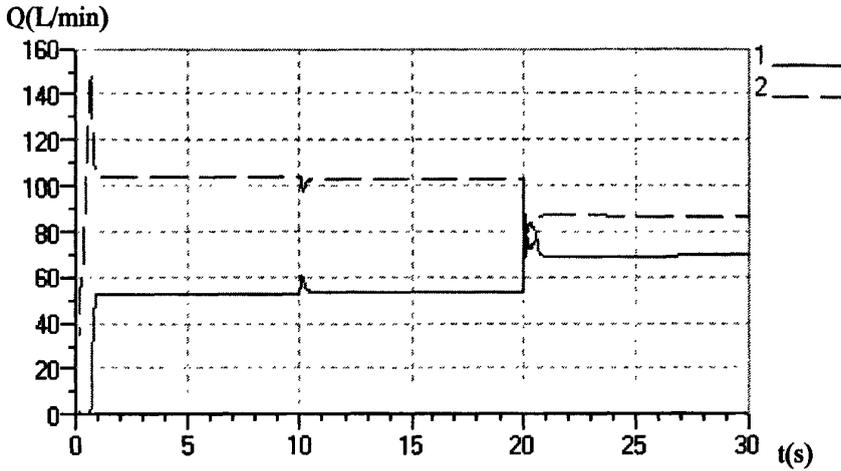


图 4-8 液压缸 5、13 负载压力

20、40 和 60 时，仿真负载变化引起的流量变化情况。仿真时间设为 30s，采样时间设为 0.05s。

1—模拟操纵阀 3 的流量曲线

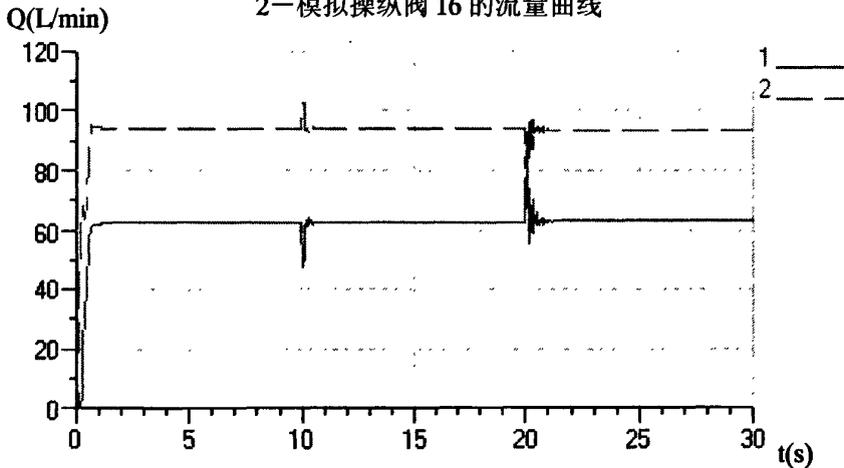
2—模拟操纵阀 7 的流量曲线



a) LS 控制系统仿真曲线

1—模拟操纵阀 10 的流量曲线

2—模拟操纵阀 16 的流量曲线



b) LUDV 控制系统仿真曲线

图 4-9 开口信号为 20 时的流量变化曲线

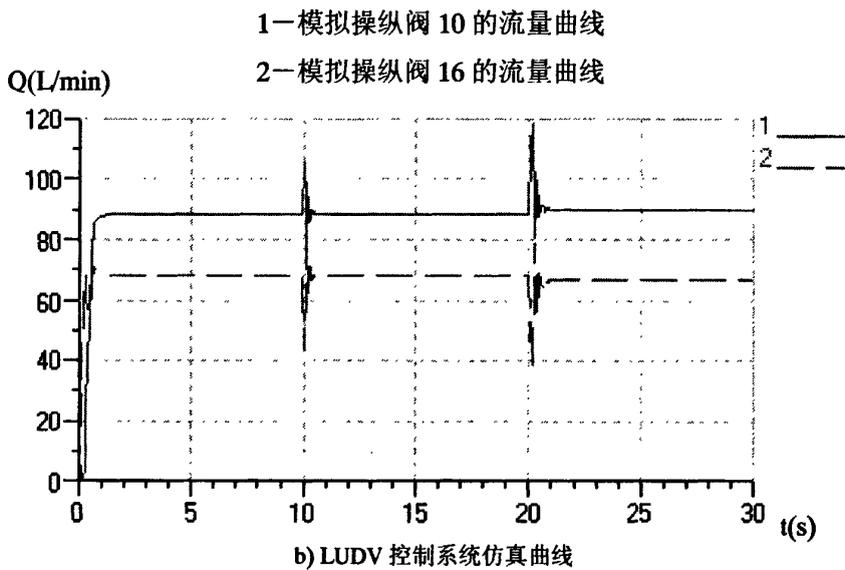
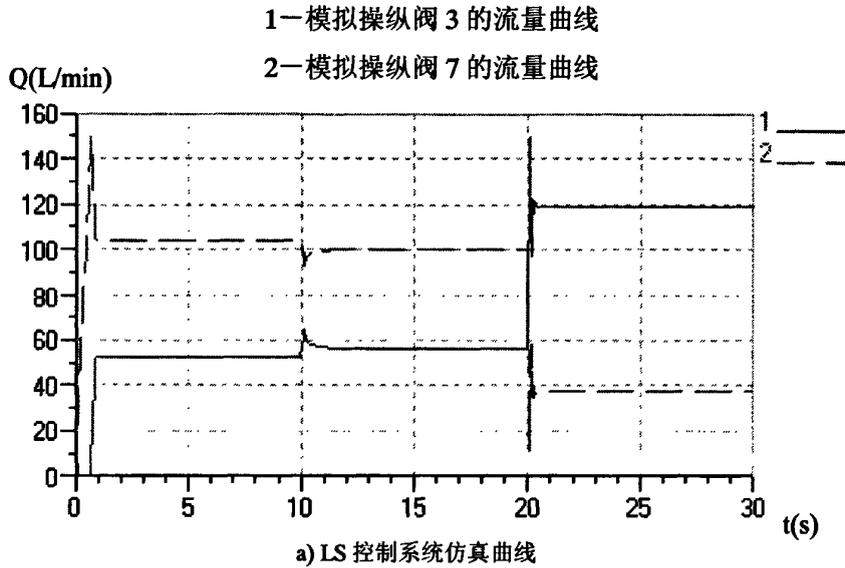
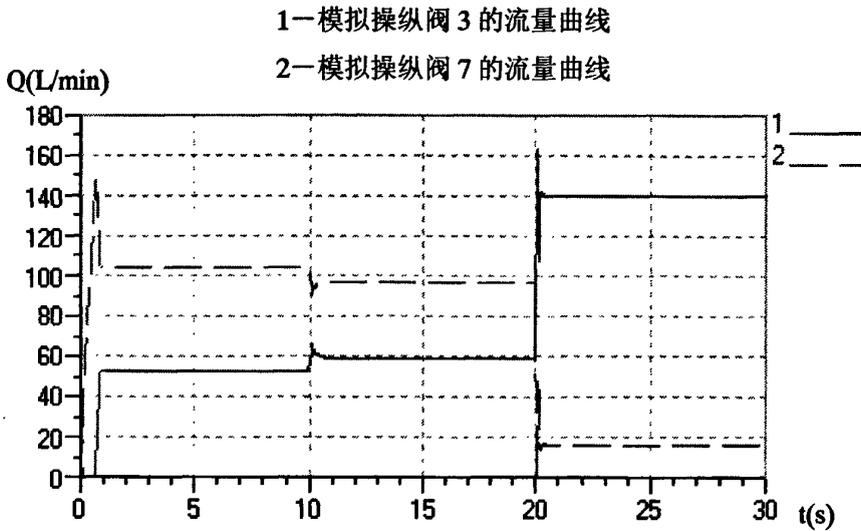
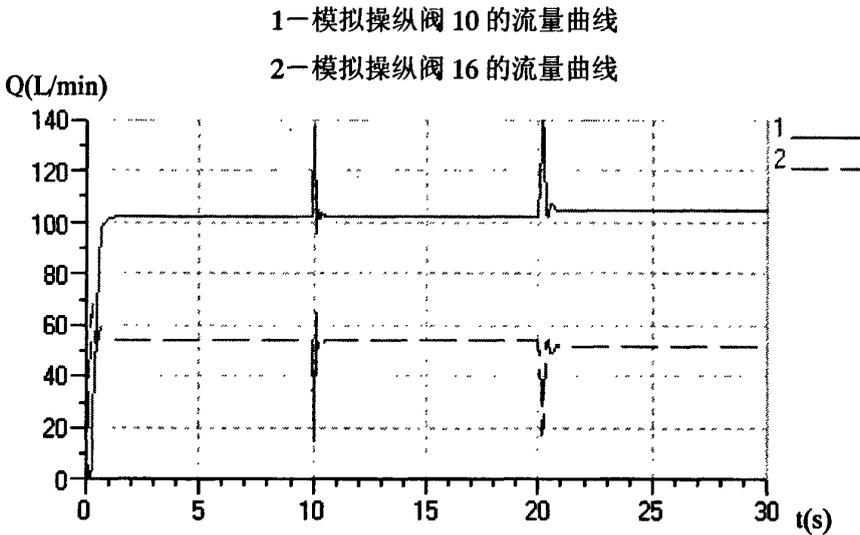


图 4-10 开口信号为 40 时的流量变化曲线



a) LS 控制系统仿真曲线



b) LUDV 控制系统仿真曲线

图 4-11 开口信号为 60 时的流量变化曲线

当模拟操纵阀 1 的开口信号为 20、40 和 60 时,其流量变化曲线如图 4-9, 4-10 和 4-11 所示, 图 a 为 LS 系统, 图 b 为 LUDV 系统。

从仿真曲线可以得到:

1. 当开口信号为 20 时, LS 系统的流量变化不大, 对另一负载有一定影响。LUDV 系统的流量基本不变。

2. 当开口信号为 40 时, LS 系统的流量在  $t=20\text{s}$  时因负载的突变有明显变化, 导致另一负载的速度明显降低; LUDV 系统的流量基本不变。

3. 当开口信号为 60 时, LS 系统的流量在  $t=20\sim 30\text{s}$  时占用了系统的全部流量, 导致另一负载停止运行, 并且在  $t=10\text{s}$  与  $t=20\text{s}$  时, 负载的变化引起流量发生了明显的变化; 而对于 LUDV 系统, 流量基本保持不变。

因基于 AMESim 的液压控制系统动态仿真结果可信度较高, 建立的仿真模型, 充分考虑了整个油路的容积特性、液动力、管路等因素, 通过仿真并对负荷传感与独立流量分配控制系统的特性进行了验证, 得出负载与流量变化曲线。从以上分析可以得出:

1. 当随着开口的增加, 流量需求增加, LS 控制系统出现了高负载压力的执行器的速度降低直至停止运行, 而 LUDV 控制系统按比例将流量分配给各执行器, 而不是流向轻负载的执行器。

2. 在  $t=10\text{s}$  与  $t=20\text{s}$  两时, 因负载的突然变化, 导致此时流量出现明显波动, 基本上在 1.5s 之内达到平衡, 系统比较稳定。

#### 4.2.2 操纵阀开口的变化引起流量的变化情况

假设条件如下: 负载 1 为 80KN, 负载 2 为 120KN, 操纵阀 2 为全开, 操纵阀 1 即模拟操纵阀 3、10 的开口信号如图 4-12 所示, 输入信号 60 时为全开, 仿真时间和采样时间同上, 仿真结果如图 4-13。

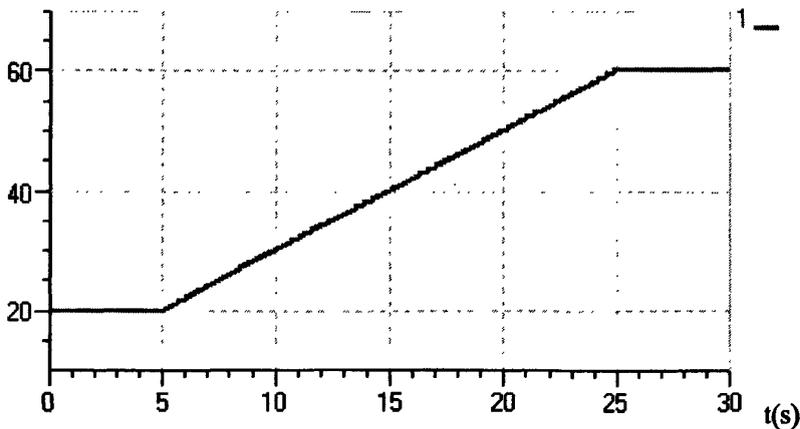


图 4-12 模拟操纵阀 3、10 的开口信号

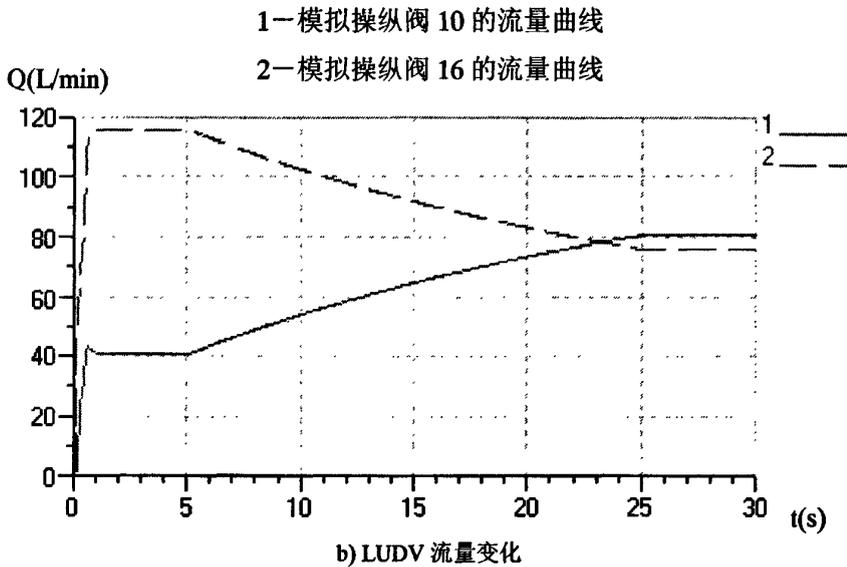
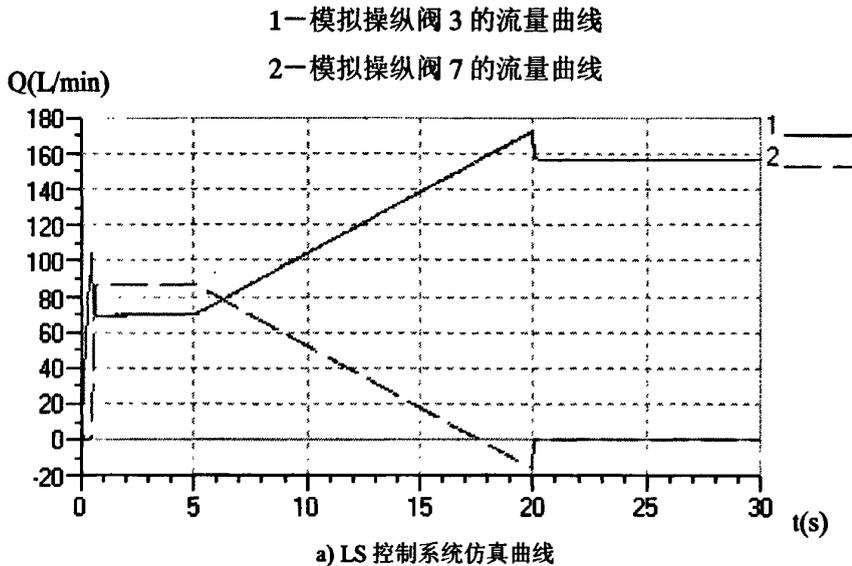


图 4-13 流量变化曲线

从图 4-13 中可以得出：

1. 在 0~5s 期间，两阀的开口不变，各负载的流量维持不变。
2. 在 5s~25s 期间，操纵阀 1 的开口信号由 20 增加到 60，对于 LS 系统，负载 1 的流量增加到最大流量，负载 2 的流量减小到 0；对于 LUDV 系统，负载 1 的流量增加，负载 2 的流量减小，在 25s 时，两负载的流量基本相等。
3. 在 25s~30s 期间，因为阀的开口都为全开，此时各流量维持不变。

以上可以说明：在流量供应不足时，对于 LS 系统，随着阀口开度的进一步增加，对流量的需求也进一步增加，重负载 2 的流量减小，直到为 0，因此符合前面的理论分析，即 LS 系统在流量供应不足时，低负载用户可以降低高负载用户的速度直至停止；对于 LUDV 系统，随着阀口开度增加，各负载的流量按各阀口面积按比例分配，如当开口都为全开时，各分得 80L/min 左右的流量，从而论证了 LUDV 多用户系统优越的协调性。

### 4.3 样机液压系统建模与仿真

根据第三章的理论分析知，LUDV 系统的节能性与协调性都比较好，仿真结果与理论分析一致，证明 LUDV 模型符合实际情况。一种新型的设计方法，不仅需要理论支持，也需要实践来证明。本节结合样机对 LUDV 控制系统进一步完善，对液压泵功率曲线、动臂快速上升时间以及斗杆快速挖掘时间进行仿真，与后面的试验曲线形成比较。

#### 4.3.1 系统建模

##### 4.3.1.1 系统原理图及其建模

根据样机的液压系统原理图 2-3，将以上的 LUDV 控制系统原理图进一步完善，建立多路阀的进油联模型以及 A10VO71 泵模型，可以得到如图 4-14 所示的液压系统原理图，本仿真模型只考液压缸的单方向运行情况，因此本原理图中没有加入换向阀，没有考虑换向功能，但该原理图可以体现整机液压系统的单动作与复合动作的工作情况。

根据上述建模方式，按照图 4-14 的原理图将图 4-2b 的 LUDV 模型进一步完善，可得到如图 4-15 的仿真模型，在 LUDV 控制系统的基础建立了两个超级元件，一是冲洗阀 1，二是变量液压泵 2。同时加入了一次溢流阀与二次溢流阀。一次溢流阀的设定压力为 26MPa，二次溢流阀的设定压力为 28.5MPa，除新加的两个超级元件外，其它参数引用上面 LUDV 模型中的参数。本系统所得到的仿真结果将直接与后面的样机测试曲线进行对比，从实际情况分析该模型的准确与否。

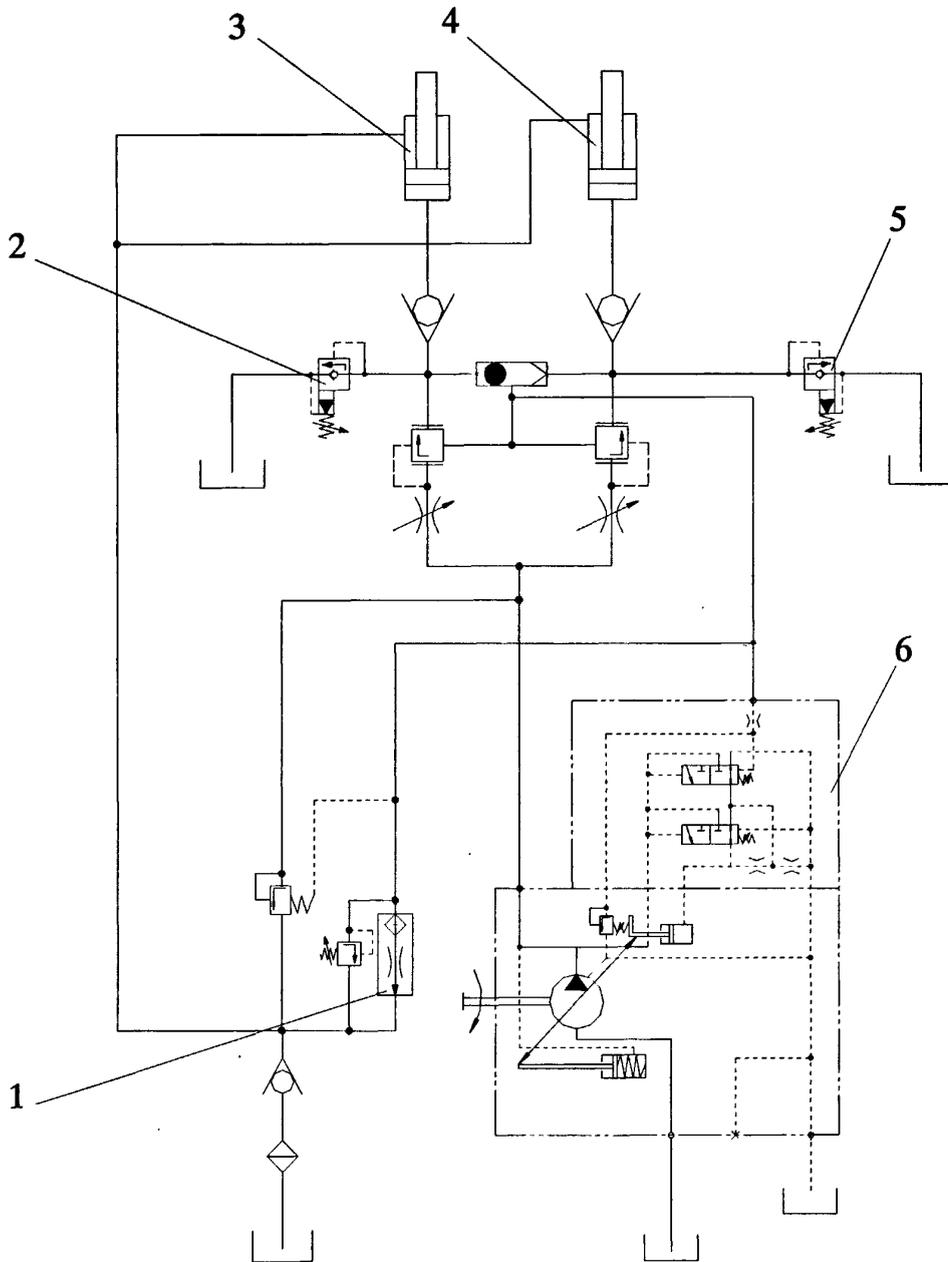


图 4-14 整机液压系统简化原理图

1—冲洗阀；2、5—次级溢流阀；3—动臂油缸；4—斗杆油缸；6—变量泵

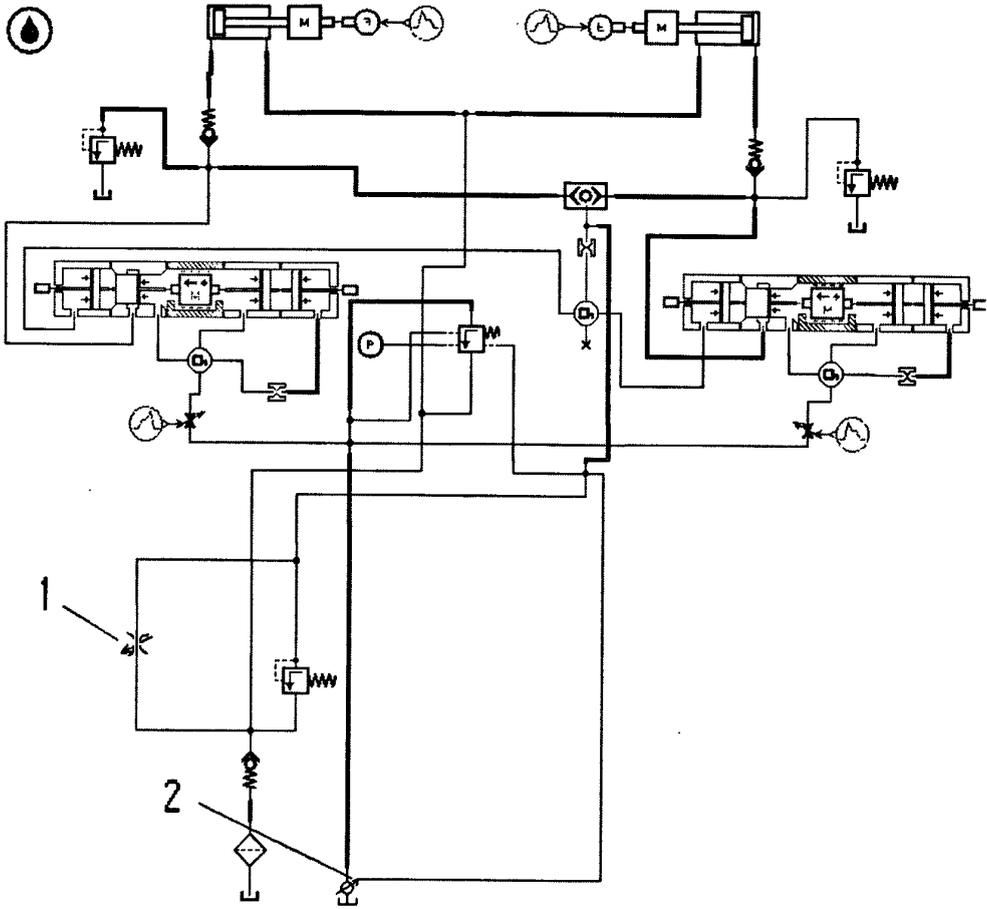


图 4-15 整机液压系统简化模型

1—冲洗阀； 2—变量泵

#### 4.3.1.2 超级元件的机械模型

##### 1. 冲洗阀

在液压系统中，冲洗阀是集成在多路阀之中，从图 2-5 可知，冲洗阀的流量在工作期间始终维持在  $0.07\text{L/min}$ ，并且作为 LS 回路的卸荷等作用。因此建立的模型正确与否，就取决于工作期间流量是否为  $0.07\text{L/min}$ 。

冲洗阀的图形符号如图 4-15 的 1 所示，其内部结构如图 4-16。

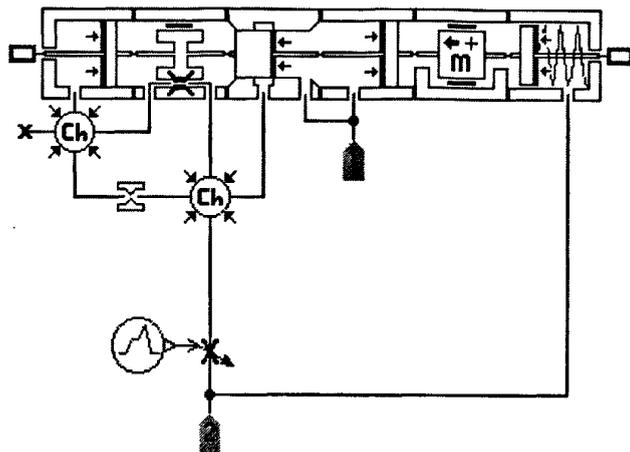


图 4-16 冲洗阀模型

## 2. 变量液压泵

从第二章分析得到，本机所使用的是博世力士乐A10VO油泵。其具体原理图如图2-4a。其超级元件图行符号如图4-15的2所示，其内部结构如图4-17。该模型不同于以上的泵控回路，在本设计中，严格按照图2-4的原理图修改得到，包括流量调节、压力调节与功率调节，并且引入了机械模型的杠杆，实现了A10VO变量泵机械模型的构建。通过数据测量以及参数调整可得到泵的主要参数如表4-3所示：

表 4-3 液压泵参数

类型	值	单位
功率弹簧 1	19.2	N/mm
功率弹簧 2	49	N/mm
变量缸大径	27.8	mm
变量缸小径	14	mm
节流阀 1 直径	1	mm
节流阀 2 直径	0.4	mm
杠杆力臂	81.5	mm
弹簧 3 刚度	56.9	N/mm
弹簧 4 刚度	8.7	N/mm

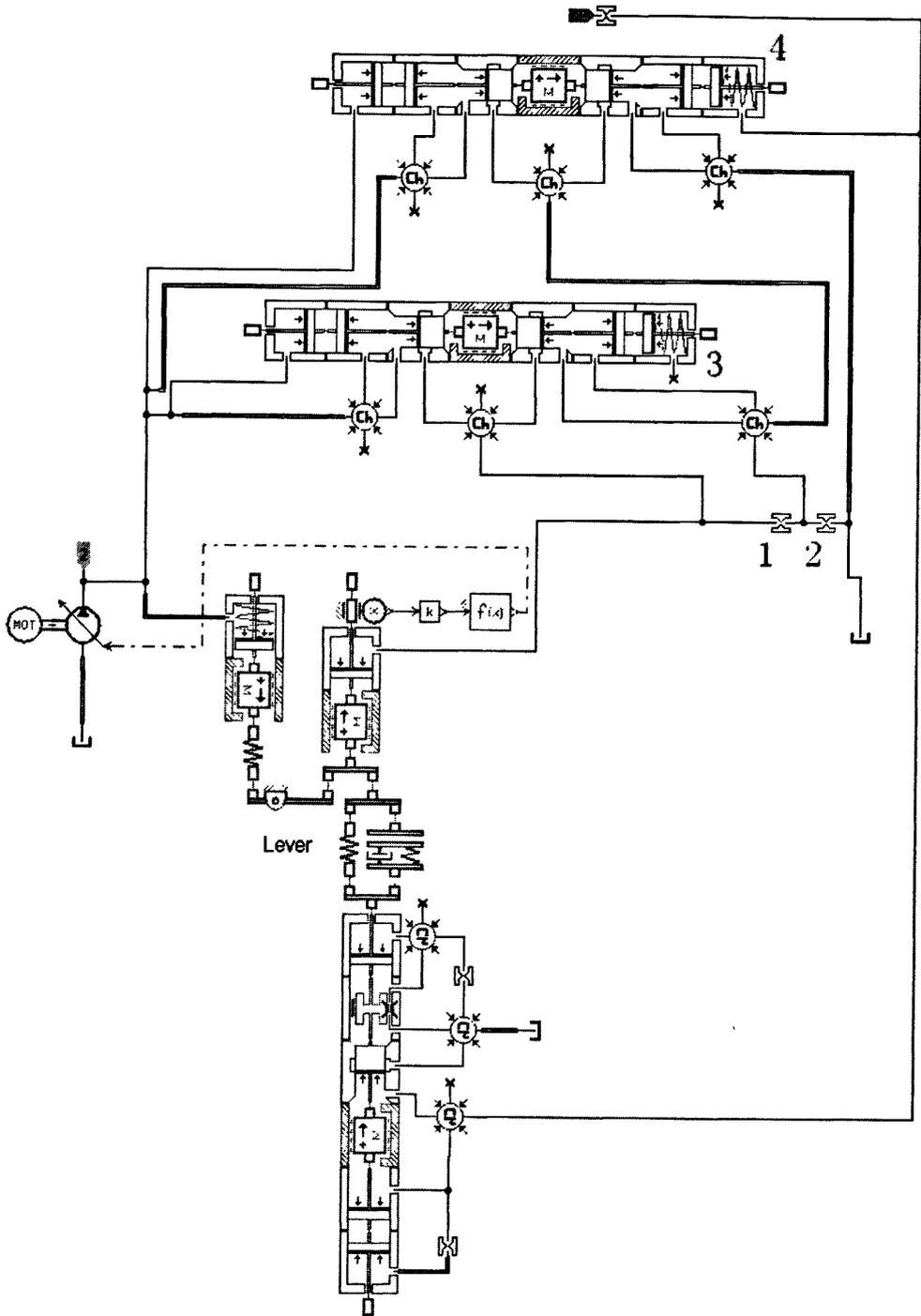


图 4-17 变量泵机械模型

### 4.3.2 系统仿真

在上节中，通过比较 LS 与 LUDV 控制系统的复合性得出：LUDV 控制系统具有良好的控制特性与精细操纵能力。整个系统的泵回路与多路阀回路模型的准确与否直接关系到仿真结果的准确程度，根据上面的模型，本节进行三个部分的仿真。一是液压泵的功率曲线；二是动臂快速上升与斗杆快速挖掘的时间；三是针对冲洗阀流量曲线。

根据以上参数，本节将对液压缸的参数进行调整，其中图 4-18 中左边油缸设为动臂油缸，右边设为斗杆油缸，最终参数确定如表 4-4 所示，其它参数不变。

表 4-4 液压缸参数

类型	油缸行程 (mm)	缸径(mm)	杆径(mm)
动臂油缸	740	115	65
斗杆油缸	860	90	55

#### 1. 液压泵功率曲线

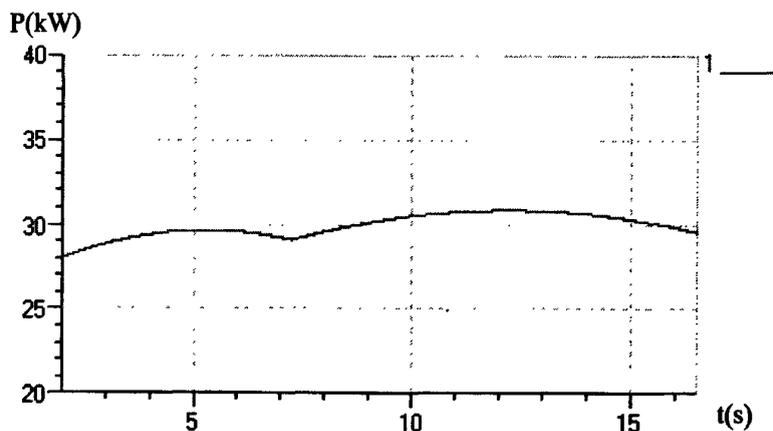
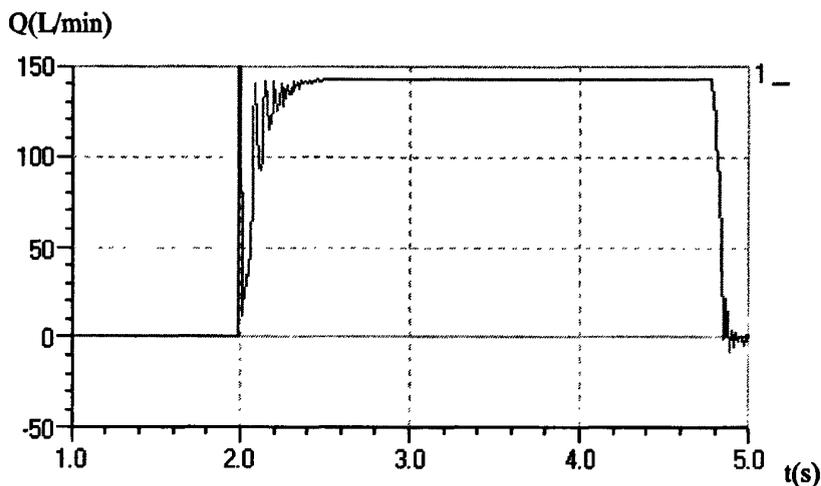


图 4-18 液压泵功率曲线

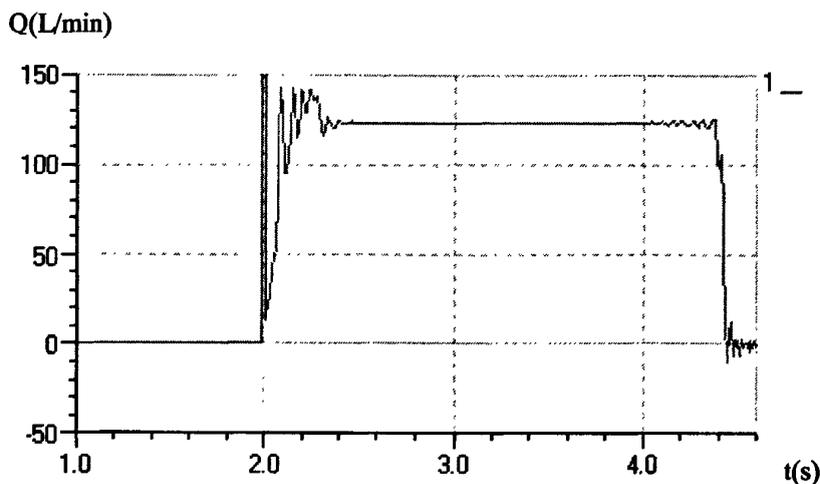
仿真条件为图 4-15 中的动臂缸对应的操纵阀全开，另一个操纵阀全关，动臂缸的负载由 9MPa 增加到 27MPa，为了增加仿真时间，将动臂缸的行程先改为 3000m，目的是在有效的仿真时间内防止动臂缸到头导致压力上升。仿真时间为 16s，采样时间为 0.01s，结果如图 4-18 所示。

## 2. 动臂与斗杆快速上升时间

本仿真条件是将液压缸的参数设定如表 4-4 所示。分别在 2s 时将每个负载对应的操纵阀单一的全开，发动机以 2200r/min 转速运行，仿真时间设为 5s，采样时间 0.01s，分别得到的流量曲线图如图 4-19 所示。



a) 动臂快速上升时流量曲线



b) 斗杆快速挖掘时流量曲线

图 4-19 动臂、斗杆回路流量曲线

从图中我们可以得到：动臂缸快速上升时间约为 2.6s，斗杆快速上升时间约为 2.3s。

### 3. 冲洗阀流量曲线

从第二章分析得到，冲洗阀集成在多路阀里面，该阀作为 LS 回路的卸荷作用，流量过大会导致功率损失过大，因此博世力士乐公司通过特殊方式将其流量设定为 0.07L/min，在整个工作时间内，始终保持在 0.07L/min 左右，大大地减少能量损失。本仿真条件与斗杆上升时间仿真参数设定一致，得到如图 4-20 所示的流量曲线。

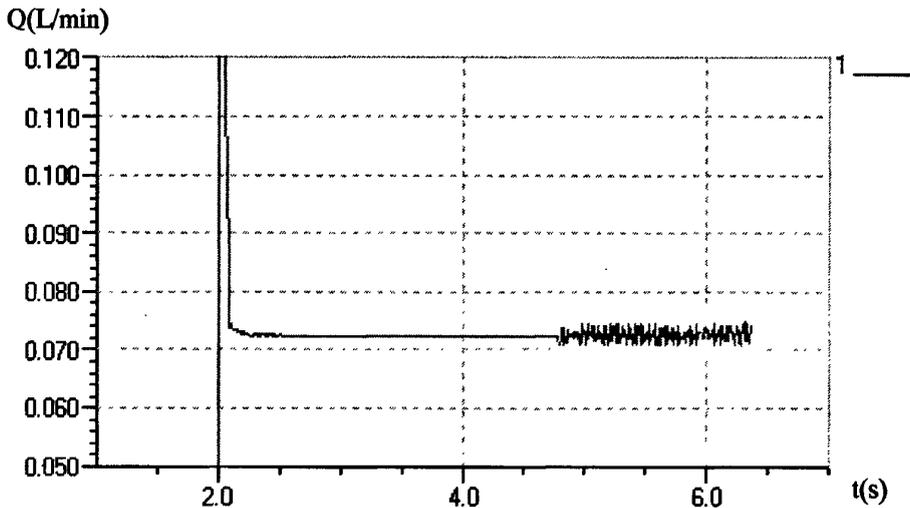


图 4-20 冲洗阀流量曲线

从曲线图可知，从 2s 开始斗杆缸开始动作时，其流量突然增加然后 1s 左右回到 0.072L/min 的流量，直到 4.3s 时斗杆上升到最高，此时因阻力的迅速增加，导致回路上的流量轻微波动。因此，冲洗阀的模型是符合设计要求。

## 4.4 本章小结

本文首先从复合性方面进行了 LS 与 LUDV 复合动作的对比仿真，结果与第三章的理论分析一致；同时对 LUDV 系统进行了完善，根据样机选择的液压系统与相关液压件及辅件建立了比较完整的液压系统仿真模型，并对液压泵功率和多路阀流量进行了仿真，为样机测试作好准备。

## 第5章 试验测试

实践是检验真理的唯一标准,而试验研究则是科学研究的最基本的方法。前面各章节论述了液压挖掘机液压控制的基本理论和方法,以及在此基础上所做的建模、仿真设计。为了理论与实践结合,参与了样机 PZ70-7 液压系统的设计,在挖掘机整机上进行了安装试验,通过挖掘机的实际工作来验证运用 LUDV 系统的正确性以及通过试验曲线得出仿真曲线的准确与否。

### 5.1 试验目的

挖掘机要进入市场,整机试验是必由之路。针对样机在未调试情况进行连续挖掘工作,并对整个挖掘阶段中存在的问题进行记录。样机测试的目的就是对解决以上存在的问题,并对机器的启动与所有的功能进行优化。针对于样机测试得到的一系列曲线,作为本文需要,本章提取了试验曲线中的功率曲线,动臂快速上升流量变化曲线以及斗杆快速挖掘的流量变化曲线,与仿真结果进行比较,论证仿真模型的准确性,从而得出这种设计方法在工程运用上的价值。

### 5.2 液压实验相关硬件设备

图 5-2 所示是样机 PZ70-7 实物图。在液压挖掘的调试中,所要检测的有发动机转速、液压油温度、阀的出口压力以及泵的出口流量,因此用到转速传感器、温度传感器以及压力传感器与流量计等等。因为在测试主要对数据进行准确的采集,如图 5-1 所示为 14 个双通道的数据采集设备;图 5-3 所示为多路阀集成,在上面集成了一系列测压接头,采集换向联的主油口和控制口压力。

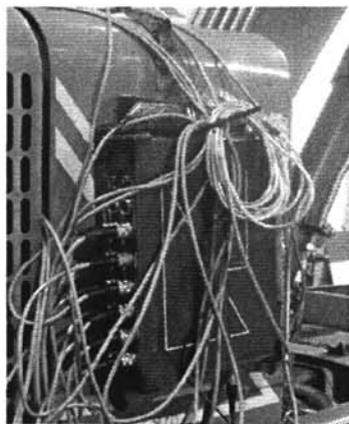


图 5-1 数据采集设备



图 5-2 样机 PZ70-7

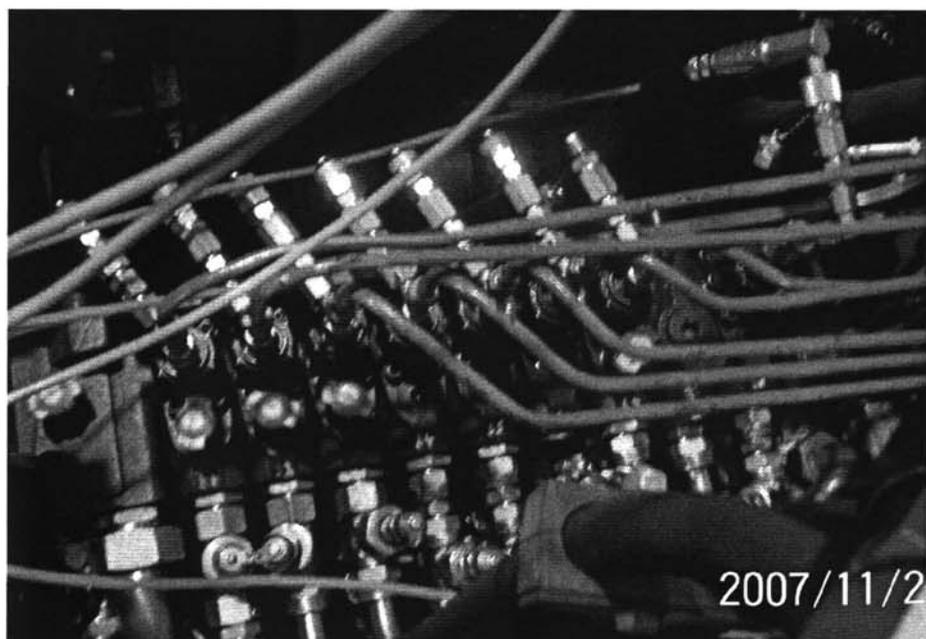


图 5-3 多路阀集成

## 5.3 液压试验及分析

样机测试的目的是针对液压挖掘机性能的优化,由专业调试人员专门针对主机特点进行液压系统相关部分的调整,以达到液压系统、发动机及工作状态彼此更佳的匹配。因此主要包括油泵试验与调节、SX14 多路阀试验与调节、回转转速测试与调节和行走动态系统测试与调节。为了论证第四章所建模型的准确与否,本节就具有代表性的几个测试进行分析,其一是油泵功率调节;二是 SX14 多路阀试验中的动臂上升时间与斗杆快速挖掘时间的调节。在试验中有以下要求:

1. 测量时,压力接头接在最末端,比如斗杆就接在斗杆缸的进或出口口,这样才能测量出准确的压力损失。

2. 一般测试应该预热,因为测试在  $40^{\circ}\text{C}$  以上时,液压油才能达到相应的最佳性能。

3. 流量计作为精密测量仪器,在接头的两端不能都为刚性物体,应用带软管的接头。

### 5.3.1 液压泵功率调节

因本样机用的发动机的额定功率为 42.9kW,相比液压泵的初始功率不能很好的匹配,为了使液压泵与发动机更好的匹配,根据同类型的挖掘机,并接合挖掘时的状况,通过调试前一段时间的挖掘试验,发现其功率过大,不能与发动机达到很好的功率匹配,最终把液压泵的功率调节为 29kW。其调节油泵功率方法是调节功率弹簧的初始压力,当油泵功率调定后,将发动机以最高速度运行一段时间,直到液压油的温度为  $45^{\circ}\text{C}$  以上,此时液压油达到最大的性能,此温度下开始进行数据采集,并通过相关的软件将得到的数据进行处理,得到相应的曲线。其测试的条件是通过操纵手柄的开度来控制铲斗缸,并将铲斗全部打开,通过调节二次溢流阀的弹簧压力使其二次压力由 10MPa 左右逐渐增加最大并保持一段时间,然后又逐渐减小到最小,实质就是液压泵的负载压力逐渐增加到最大保持后又减小到最小,流量计接在液压泵的出口处,通过采集到的泵的出口压力与出口流量,分析处理得到的功率曲线如图 5-4 所示。

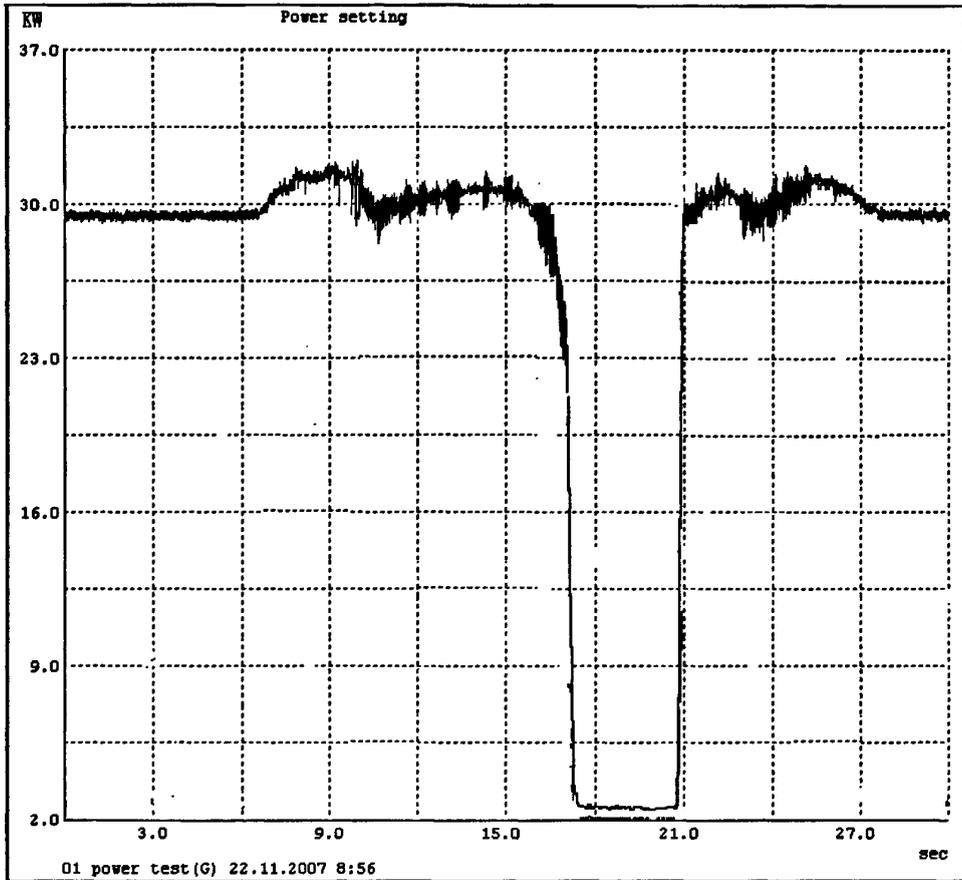


图 5-4 液压泵的功率曲线

从功率曲线图可以得到：液压泵的输出为 29kW，在  $t=7s$  附近液压泵开始进入功率调节阶段，在 7s 到 10.5s 期间，压缩第一根功率弹簧，在 10.5s 到 17s 期间，压缩第二根弹簧，通过压缩这两根刚度不同的弹簧，得到如图左半部分的图形。同理当负载压力由最大到最小得到如图右半部分的曲线。对比图 4-18 的仿真曲线与图 5-4 测试曲线，功率变化曲线基本一致，功率调节时间的不同在于其压力上升时间不同，理论分析与试验数据都说明该模型得到的功率曲线比较贴近实际，仿真模型准确。

### 5.3.2 动臂快速上升时间与斗杆快速挖掘时间

动臂手柄全开，铲斗快速自地面至最高，动臂油缸的流量变化曲线如图 5-5:

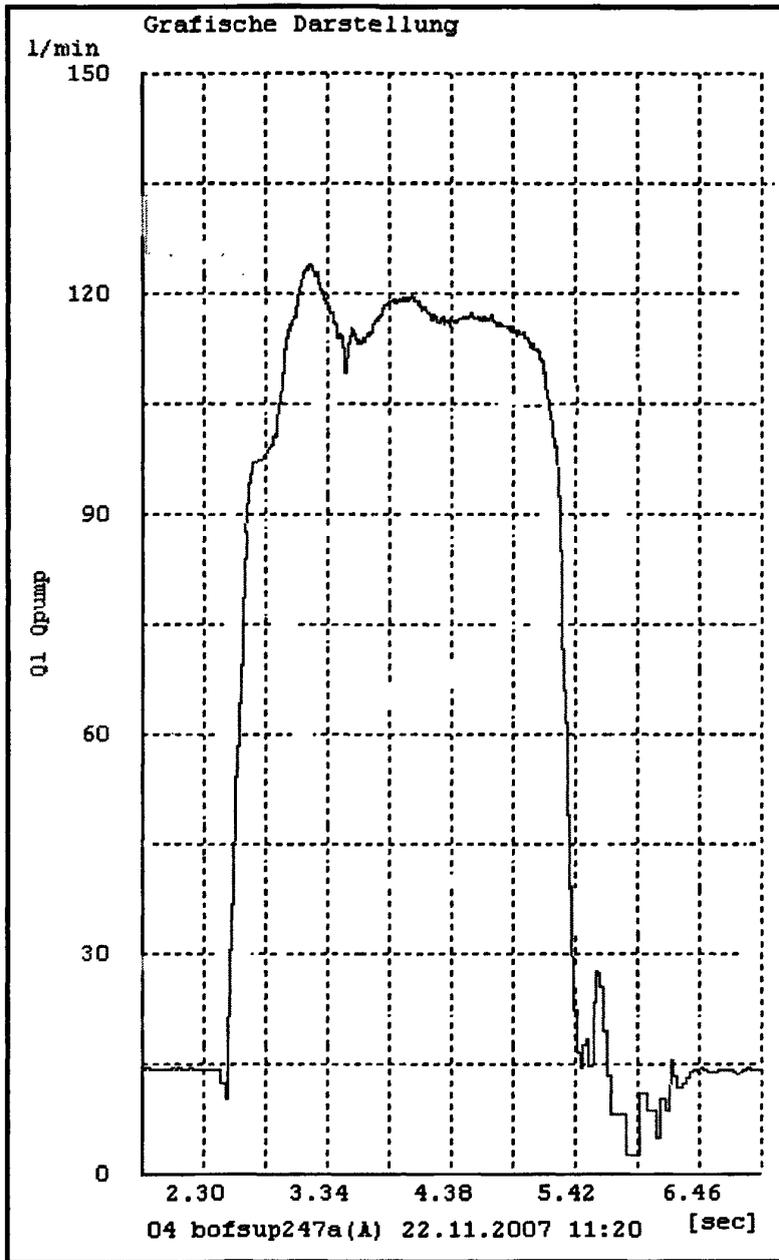


图 5-5 动臂快速上升时流量变化曲线

控制斗杆的手柄全开使斗杆快速挖掘时的流量变化曲线如图 5-6:

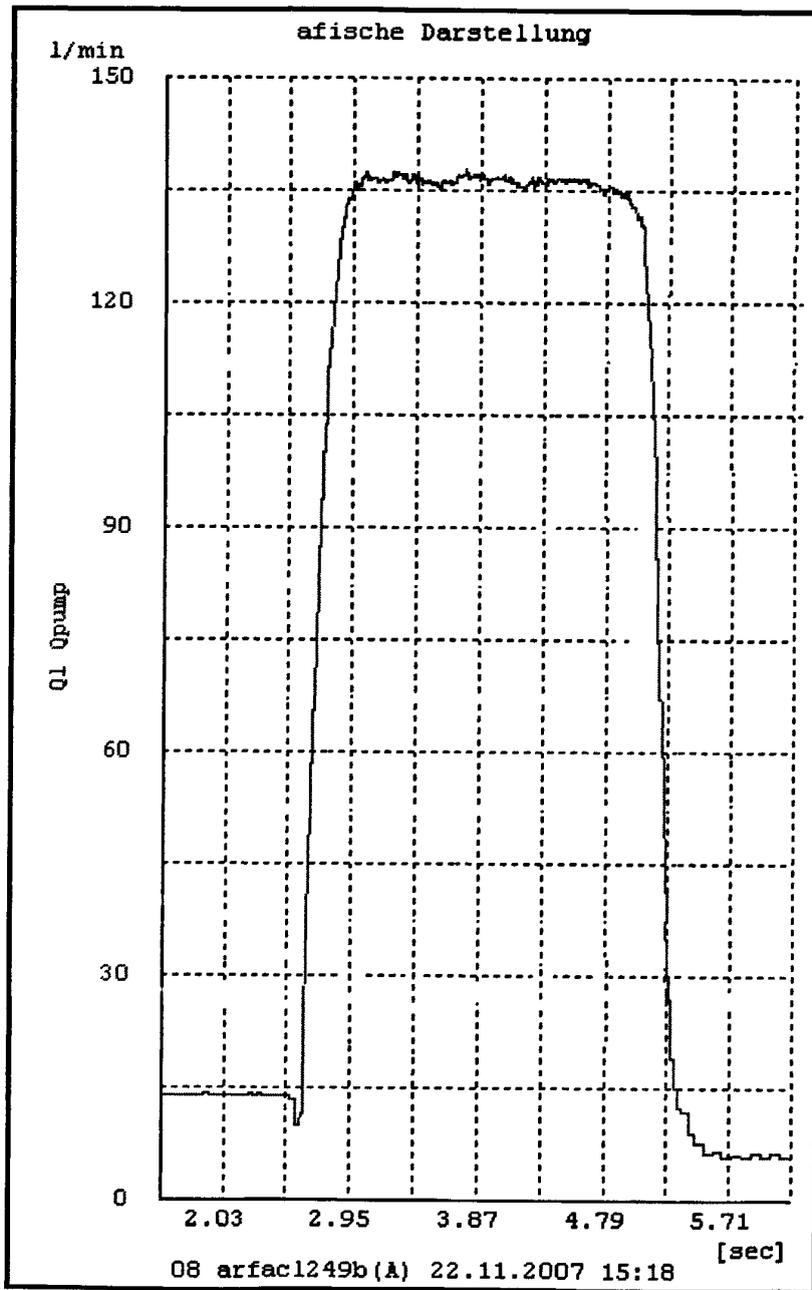


图 5-6 斗杆快速挖掘时流量变化曲线

从流量变化曲线 5-5 得到的动臂快速上升时间为 2.8s。从图 5-6 可知，斗杆快速挖掘时间为 2.5s，表 5-1 是试验数据与仿真数据的对比。

表 5-1 试验与仿真数据对比

类型	动臂快速上升时间(s)	斗杆快速挖掘时间(s)
试验	2.8	2.5
仿真	2.6	2.3

从表 5-1 可知，仿真所得到的时间与试验得到的时间基本一致，相比同类型的挖掘机，其速度适中，从而证明仿真模型可信。

## 5.4 本章小结

通过以上试验得到的曲线可以得出：

1. 通过调试后，液压挖掘机的液压泵的功率调节为 29kW，相比同类型的挖掘机功率稍小，原因是所选择的发动机功率偏小，调节后的功率能与发动机很好的匹配，能够满足挖掘要求。试验曲线与仿真曲线的一致性说明了 A10VO71 模型比较准确。

2. 对比试验得到动臂快速上升时间、斗杆快速挖掘时间与仿真模型得到的曲线，我们可以看出，其值非常接近，相比同类型的其它挖掘机，速度适中，说明建立的多路阀液压回路与液压缸模型比较准确。

## 第6章 结 论

中国经济平稳发展,为中国小挖市场渐趋活跃提供了良好的宏观环境,今后相当长时间中国小挖市场仍将持续增长,市场前景诱人,潜力巨大。在技术方面,挖掘机产品的核心技术就是液压系统设计,因此对挖掘机液压系统进行深入的研究具有很重要的现实意义。本文基于一个完整的产品 PZ70-7 的研发、设计、制造及试验的过程,对小型液压挖掘机的液压系统进行了研究,是一次理论与应用相结合的有益探索,并试图将一种新的设计方法运用到工程设计中,此方法的成功性将有利于液压挖掘液压系统的设计以及样机的调试优化。

对全文总结如下:

1. 本文对小型液压挖掘机的液压系统进行了研究,重点研究了液压控制系统,从理论分析、建模仿真以及试验对液压系统的动态特性进行了详细的比较。

2. 采用了国际先进的仿真软件 AMESim 对 LS 系统与 LUDV 系统进行了对比仿真,通过曲线图直观说明了 LUDV 系统良好的复合性以及精细工作能力,并在此 LUDV 系统上进行完善,建立了整机模型。

3. 通过液压配套件厂家的专业调试人员进行了液压系统的一系列调试优化并得到了相关曲线,本文对油泵功率调节曲线、动臂快速上升时的流量曲线以及斗杆快速挖掘时的流量曲线与仿真结果进行了对比,其结果的一致性证明了 LUDV 模型正确,从而说明 LUDV 系统得到的仿真结果可信。

4. 因本文主要就 LUDV 系统的协调性与 LS 系统进行了研究,但是针对 LUDV 系统与 LS 系统的节能性本文没有比较,目前节能性研究的文章很多,但液压系统的功率损失仍然相当大,因此有待于进一步研究。

5. 本文尽管对液压泵与多路阀进行了比较详细的建模,但是因为很多参数没有办法准确的确定,更没有建立完整的液压控制油源以及各马达回路,用于工程实践还有一定的距离。

6. 试验证明,运用 AMESim 软件对液压系统进行仿真研究是一种有效的手段,如果在挖掘机液压系统设计时建立好完善的整机模型,无论是对液压挖掘机的节能性计算还是对于散热性计算都有重要的实际意义,并且在液压配套件特别是辅件的选择上起指导作用,同时有利于样机调试。

7. 由于时间和客观条件的限制, 样机测试时没有办法同时测量两条支路的流量, 如果增加几个流量计, 将有利于进一步研究工作负载间的复合动作。

---

## 致 谢

本论文是在导师于兰英副教授的悉心指导下完成的，论文中的每一点进步都凝聚着导师的智慧和心血。导师渊博的学识、严谨的治学态度、高度的敬业精神和求实的作风使我深受教益，毕生难忘。与导师的交流使我获得了无数的灵感和智慧，指导着我的科研方法和人生观。在我的工作和生活中，导师亦给予了无私的帮助和支持，在此谨向于老师的悉心培养和教导致以最崇高的敬意和最衷心的感谢。

在此论文完成之际，我衷心感谢所有帮助和关心我的老师、同学和朋友。特别感谢教研室的柯坚教授、邓斌教授、王国志副教授、刘桓龙老师、吴文海老师及普什重机的林佳庆师傅，因为您们的帮助使得课题组形成良好的研究氛围，为我提供了很好的知识交流场所。正是由于您们的大力支持和热心帮助才使论文完成得更加顺利。实验室的郑家坤、陆军坊、邓迎宾、朱杰等同学，在此向您们表示深深的感谢，是你们辛勤劳动奠定的坚实基础，使试验工作得以顺利完成。同时感谢各位博士给予的帮助，还要感谢各位师兄师姐、师弟师妹的诸多建议，帮助我解决了许多难题，使论文得以顺利完成。

最后，我特别要感谢我的父亲和母亲，为了我他们省吃俭用，吃了不少苦，为我做出了巨大的牺牲，在我的人生道路上给我不断的鼓励，始终微笑着看着我前行。

蒋道成

2008.3.22

## 参考文献

- [1] 李启兵. 博世力士乐小型液压挖掘机新技术讲座, 2006.
  - [2] 王星. 本土化使命—小型挖掘机战国时代来临的前夜. 今日工程机械, 2006(03)
  - [3] 王丽霞. 不断升温的小型挖掘机市场. 建筑机械, 2005(01)
  - [4] 张宏, 张箭. 国内外小型挖掘机发展漫谈. 建筑机械化, 2006(09)
  - [5] Jack Roberts. MiniExcavators. Equipment World Magazine, 2005(07)
  - [6] 尹振. 小型挖掘机的特点和用途. 交通世界, 2004(07)
  - [7] 王谦. 小型挖掘机大市场. 建筑机械化, 2007(12)
  - [8] 张启君. 小型挖掘机市场与发展现状. 建筑机械化, 2006(01)
  - [9] 阎季常. 浅议小型挖掘机液压件的发展—认识和思考. 工种机械, 2006(11)
  - [10] 张栋. 基于功率匹配的挖掘机节能控制技术的研究. 吉林大学博士学位论文. 2005(4)
  - [11] Allen Myers. Controlling Variable Displacement Hydraulic Pumps for Energy Conservation. SAE 750807
  - [12] 曹善华等. 单斗液压挖掘机. 北京: 建筑工业出版社, 1988
  - [13] Russ Henke, P.E. Hydraulic System Trends: Hydraulic Excavator Technology. Diesel Progress: Engine & Drives, V54.n9 ,sep 1988.4
  - [14] 魏中奎. 液压挖掘机功率匹配控制系统研究. 吉林大学硕士学位论文, 2003(4)
  - [15] 张铁, 张文海, 姜武杰, 赵文华. 小型挖掘机液压控制模式研究. 山东交通学院学报, 2006(09)
  - [16] 张铁. 液压挖掘机结构、原理及使用[M]. 石油大学出版社, 2002
  - [17] Kazuo U, Hiroyoshi T. Energy saving on hydraulic systems of excavators, SAE Paper 821057, 1982.
  - [18] A.Mylers, "Controlling Variable Displacement Hydraulic Pumps for Energy Conservation" Paper 750807, SAE Meeting, Milwaukee, Sept.1975
  - [19] W.T.Stephens and H.N.Underwood, "New Concept in Hydraulic Control Controls for Mobile Equipment", Paper 650669, SAE Meeting, Milwaukee, Sept.1965
  - [20] R.N.Hancox, Hydraulic System for Excavator, U.S.Patent 3406850, OCT.22,1968
  - [21] S.H.Johnson and L.L.Wliam E.P.A, 0279356, Nov.2,1988
  - [22] Yasuo Aoki, Kazuo Uehara, Kazuyuki Hirose, Tadao KaraKama, Kouichi Morita, Teruo Akiyama, And Yosuke Oda, Load Sensing Fluid Power System, SAE941714
-

- 
- [23] 赵代柱. PC200-6, PC220-6EXCEL 型履带式液压挖掘机. 工程机械, 1997(10)
- [24] 日立建机, EX200-2 使用说明书
- [25] 陈欠根, 纪云锋, 吴万荣. 负载独立流量分配(LUDV)控制系统. 液压与气动, 2003(10)
- [26] 张润利, 刘伯颖, 武政. 工种机械专利信息之小型挖掘机. 工程机械文献, 2006(04)
- [27] 张海涛, 何清华, 施圣贤, 阳昶. LUDV 负荷传感系统在液压挖掘机上的应用. 设计制造, 2002
- [28] Bosch-Rexroth 行走机械用液压及电子控制元件产品样本[Z].
- [29] 洪江林. 中国小挖液压件配套事业发展的挑战. 工程机械与维修, 2006(11)
- [30] 崔向华. 全新小型挖掘机液压系统. 建筑机械, 2007(08)
- [31] 王满增, 祖炳洁, 贾粮棉. 液压挖掘机的负荷传感技术. 石家庄铁道学院学报, 2003(07)
- [32] 马健. 博世力士乐 LUDV 技术在小型挖掘机上的应用. 建筑机械, 2003(06)
- [33] 高峰, 潘双夏. 液压挖掘机负流量负荷传感控制策略. 农业机械学报, 2005(07)
- [34] CATERPILLAR. Systems Operation. SENR5464, May, 1992
- [35] 川崎重工. 川崎斜板型轴向活塞泵 K3V 系列用调节器 (KR3\*-2N09) 使用说明书.
- [36] Allen Myers. Controlling Variable Displacement Hydraulic Pumps for Energy Conservation. SAE 750807
- [37] 王长江. 当今挖掘机对液压系统的要求及液压系统的发展方向 [J]. 工程机械与维修, 1997
- [38] 黄宗益, 李兴华等. 分流比负载敏感阀系统. 建筑机械, 2004(3)
- [39] 付永领, 祁晓野. AMESim 系统建模和仿真—从入门到精通[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2006.
- [40] Wilfrid Marquis-Favre, Eric Bideaux, Serge Scavarda. A planar mechanical library in the AMESim simulation software. Part I : Formulation of dynamics equations. Simulation Modeling Practice and Theory. 17 March 2005
- [41] Wilfrid Marquis-Favre, Eric Bideaux, Serge Scavarda. A planar mechanical library in the AMESim simulation software. Part II : Library composition and illustrative example. Simulation Modeling Practice and Theory. 17 March 2005
- [42] 程安宁. 液压仿真技术的应用与发展. 机床与液压, 2004(05)
- [43] 秦家升, 游善兰. AMESim 软件的特征及其应用[J]. 工程机械, 2004(12)
-

- 
- [44] AMESim User Manual. IMAGINE S.A.2003
  - [45] Imagine SA: AMESet version 4.0.1, June 2002.
  - [46] P. Nanua,'Applications of AMESim® in Transmission systems analysis', GM Powertrain, 2<sup>nd</sup> AMESim® users conference, Paris 2002
  - [47] 刘海丽. 基于 AMESim 的液压系统建模与仿真技术研究. 西北工业大学硕士学位论文, 2006(03)
  - [48] 丘铭军, 赵航, 姚培. AMESim 软件及其应用. 设备管理与维修技术, 2005(08)
  - [49] 彭伟春. 小型多功能液压挖掘机研究. 吉林大学硕士学位论文, 2004(04)
  - [50] 张珊珊. 挖掘机液压系统的分析与研究. 同济大学硕士学位论文, 2005(03)
  - [51] 邦立重机, CE1000-6 液压挖掘机计算书
  - [52] 唐伯尧, 李加文, 李从心. 挖掘机液压系统及功率损失分析. 机床与液压, 2004(05)
  - [53] 祁雪乐, 宋健, 王会义, 李亮. 基于 AMESim 的汽车 ESP 液压控制系统建模与分析. 机床与液压, 2005(08)
-

## 攻读硕士学位期间发表的论文

- [1] 蒋道成, 于兰英, 柯坚, 邓斌. LUDV 控制系统的动态仿真. 机械工程师, 2008(04)
-